



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU
KUSOVÉHO MATERIÁLU**

BELT CONVEYOR FOR A BULK MATERIAL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Karel Milichovský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Karel Milichovský**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový dopravník pro dopravu kusového materiálu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh pásového dopravníku pro dopravu kusového materiálu typu dřevní štěpky nebo dřevěných polínek. Pásový dopravník bude součástí zpracovatelské mobilní linky polínkovače/špalíkovače. Pohon linky vyvozen traktorem požadovaného výkonu.

Technické parametry dopravníku:

Hmotnostní průtok dopravníku 10 000 kg/h.

Délka dopravníku 4 m.

Pracovní sklon dopravníku do 45°.

Pohon dopravníku hydrostaticky nebo mechanicky vyvozený od traktoru.

Dopravník z důvodu přepravy zalamovací a výškově stavitelný.

Připojovací rozměry k mobilnímu polínkovači/špalíkovači dle podkladových materiálů.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor koncepce pásového dopravníku s daným sklonem dopravy.

Návrh zvolené konstrukce pásového dopravníku.

Funkční výpočet, určení hlavních rozměrů dopravníku a jeho rámu.

Návrh a výpočet hydromotoru a mechanického pohonu.

Pevnostní kontrola vybraných částí dopravníku.

Sestavný výkres dopravníku.

Podsestavný výkres rámu dopravníku.

Detailní výkresy dílů.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIAM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením pásového dopravníku pro dopravu dřevní štěpky nebo dřevěných špalíků pod zadaným úhlem 45° , požadovaným dopravním výkonem $10\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, délkou dopravníku 4 m s možným výškovým nastavením a zalomením z důvodu přepravy. Práce obsahuje rešerši a funkční výpočet pásového dopravníku dle normy ČSN ISO 5048. Jsou navrženy jednotlivé parametry a konstrukční prvky spolu s pohonem a napínacím zařízením. Dále je vyhotoven pevnostní výpočet napínacího mechanismu, pevnostní výpočet hřídele hnacího bubnu a pevnostní výpočet nosného rámu dopravníku. Práce dále obsahuje požadovanou výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, válečky, dopravní pás, pohon dopravníku, napínací zařízení.

ABSTRACT

This bachelor thesis focuses on the design solution of a belt conveyor for the transport of wood chips or wood bricks at the angle of 45 degrees with a capacity of $10,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, length of 4 meters, height adjustment and folding option for transport purposes. The thesis contains a research and a functional calculation of the belt conveyor according to ČSN ISO 5048 standard. Individual parameters and construction elements are proposed together with the drive and the tensioning systems. Stiffness calculations are performed for the tensioning mechanism, the driving drum and the main frame of the belt conveyor. The thesis also contains all related technical drawings.

KEYWORDS

Conveyor belt, rollers, conveyor belt, conveyor drive, tensioning device.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MILICHOVSKÝ, K. *Pásový dopravník pro dopravu kusového materiálu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 72 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Karel Milichovský



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat především svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D. za jeho ochotu a odborné rady, které mi při vytváření bakalářské práce velmi pomohly. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu a trpělivost při studiu.



OBSAH

Úvod	11
1 Pásové dopravníky speciální konstrukce pro velký sklon dopravy	12
1.1 Pásové dopravníky se zvýšeným součinitelem tření	12
1.2 Pásový dopravník s krycím (přítlačným) pásem	13
1.3 Pásové dopravníky s přepážkami	14
1.4 Trubkové dopravníky	15
2 Rozbor dopravovaných materiálů	17
2.1 Dřevní štěpka	17
2.2 Dřevěné špalíky	18
2.3 Zhodnocení dopravovaných materiálů	18
3 Volba komponent pásového dopravníku	19
3.1 Volba dopravního pásu	19
3.2 Volba podpěrných válečků	21
3.3 Volba strážních válečků	22
3.4 Volba bubnů	23
3.5 Volba zvedacího mechanismu	23
4 Konstrukční návrh pásového dopravníku	25
4.1 Princip skládání/rozkládání dopravníku	25
4.2 Princip držení dopravního pásu	26
5 Funkční výpočet pásového dopravníku	27
5.1 Zadané parametry	27
5.2 Charakteristika materiálu	27
5.3 Volba jmenovité rychlosti	27
5.4 Výpočet šířky pásu	27
5.4.1 Výpočet plochy průřezu unašeče	27
5.4.2 Výpočet minimální efektivní šířky pásu	29
5.4.3 Výpočet minimální šířky pásu	29
5.4.4 Výpočet efektivní šířky pásu	30
5.4.5 Výpočet délky unašeče	30
5.4.6 Výpočet objemového výkonu	31
5.4.7 Výpočet hmotnostního výkonu	31
5.4.8 Kontrola dopravního výkonu	31
5.5 Výpočet pohybového odporu	31
5.5.1 Výpočet hlavních odporů	32
5.5.2 Výpočet vedlejších odporů	34



5.5.3	Výpočet přídatných odporů	36
5.5.4	Výpočet odporu k překonání dopravní výšky	36
5.6	Výpočet výkonu poháněcího motoru	36
5.6.1	Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu	36
5.6.2	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	37
5.6.3	Skutečný provozní výkon poháněcího motoru	37
5.7	Volba pohonu	37
5.7.1	Výpočet potřebného geometrického objemu hydromotoru	37
5.7.2	Výpočet nastavení průtoku hydrauliky traktoru	39
5.8	Síly v pásu	40
5.8.1	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	40
5.8.2	Omezení podle průřezu pásu	41
5.8.3	Kontrola tahu v pásu - dovolený průřez mezi válečky	42
5.8.4	Následná kontrola tahu v pásu - dovolený průřez mezi válečky	43
5.8.5	Eulerův vztah	43
5.8.6	Kontrola pevnosti pásu	44
5.8.7	Výpočet napínací síly	44
6	Kontrolní výpočty	46
6.1	Napínací mechanismus	46
6.1.1	Kontrola na vzpěr	46
6.1.2	Kontrola tlaku na závitovou tyč	47
6.1.3	Kontrola na otlačení závitu matice	48
6.2	Kontrolní výpočet hřídele hnacího bubnu	49
6.2.1	Grafické znázornění průběhu VVÚ hřídele	49
6.2.2	Výpočet reakcí	50
6.2.3	Výpočet ohybových momentů v nebezpečných průřezech	51
6.2.4	Výpočet modulů pružnosti v ohybu v nebezpečných průřezech	52
6.2.5	Výpočet ohybových napětí v nebezpečných průřezech	52
6.2.6	Výpočet kroutícího momentu	53
6.2.7	Výpočet modulů pružnosti v krutu v nebezpečných průřezech	53
6.2.8	Výpočet smykových napětí v nebezpečných průřezech	54
6.2.9	Výpočet redukovaného napětí v nebezpečných průřezech	55
6.2.10	Výpočet bezpečnosti vzhledem k MSP	55
6.3	Kontrolní výpočet rámu dopravníku na ohyb	56
6.3.1	Grafické znázornění průběhu VVÚ rámu	57
6.3.2	Výpočet celkové hmotnosti dopravníku	58



6.3.3	Výpočet spojitého zatížení rámu	58
6.3.4	Výpočet reakcí	59
6.3.5	Výpočet ohybového momentu v nebezpečném průřezu II	60
6.3.6	Výpočet modulu pružnosti v ohybu v nebezpečném průřezu II	61
6.3.7	Výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu II	61
6.3.8	Výpočet bezpečnosti vzhledem k MSP v průřezu II	62
Závěr		63
Seznam použitých zkratk a symbolů		67
Seznam příloh		72



Úvod

Pásové dopravníky jsou zařízení určená k plynulé přepravě sypkých, ale i kusových materiálů a to ve vodorovném, případně i mírně šikmém směru dopravy. Důležitou součástí je pás, sloužící jako nosný orgán přepravovaného materiálu, který je poháněn a napínán pomocí bubnů a podpírán a veden pomocí válečků [2].

Dle úhlu sklonu rozeznáváme pásové dopravníky [2]:

- vodorovné,
- šikmé (dovrchní nebo úpadní),
- strmé až svislé (viz. kap 1).

Dle provedení nosné konstrukce rozeznáváme pásové dopravníky [2]:

- stabilní – konstrukce pevně spojena se základem,
- pojízdné a přenosné – pro malé dopravní výkony a délky,
- přestavitelné – podobné stabilním, vysoké dopravní rychlosti a vysoké dopravní vzdálenosti. Využití především v povrchových dolech.

Výhodou pásových dopravníků je vysoký dopravní výkon (až 20 000 t/h) [1] s možností nakládky a zároveň i vykládky v kterémkoliv místě s velkými dopravními vzdálenostmi (až 5 000 m) [1]. Dalšími výhodami je jejich jednoduchost a tím i jejich snadná údržba, dále pak malá spotřeba energie.

Nevýhodou bývá velký počet rotujících částí (válečků), což má za následek složitější údržbu. Dále pak patříčné problémy při přepravě abrazivního a lepivého materiálu ulpívajícího na páse.



Obr. 1 - Konstrukce klasického pásového dopravníku[25]



1 Pásové dopravníky speciální konstrukce pro velký sklon dopravy

Jedná se o pásové dopravníky sloužící k přepravě sypkých nebo kusových materiálů umožňujících vyšší úhel sklonu dopravy, než je mezní úhel materiálu, při němž dopravovaný materiál ještě nedosáhne relativního pohybu vzhledem k dopravnímu pásu a to v důsledku gravitačních sil, které na přepravovaný materiál působí [2].

Dle principu zvýšení sklonu dopravy dělíme pásové dopravníky na [2]:

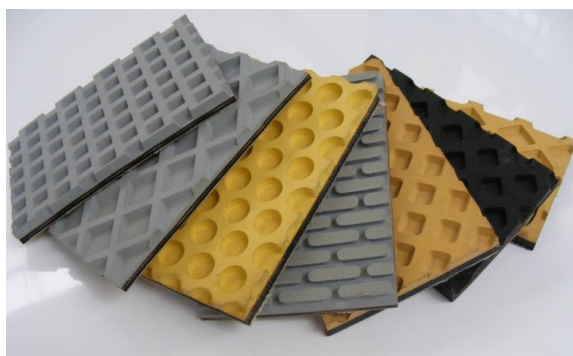
- 1) Dopravníky s vyšším součinitelem tření mezi pásem a dopravovaným materiálem,
- 2) Dopravníky využívající přítlaku dopravovaného materiálu,
- 3) Dopravníky s přepážkami,
- 4) Trubkové dopravníky.

1.1 Pásové dopravníky se zvýšeným součinitelem tření

Tento typ dopravníků využívá k dopravě materiálu zvýšení součinitele tření mezi dopravním pásem a dopravovaným materiálem.

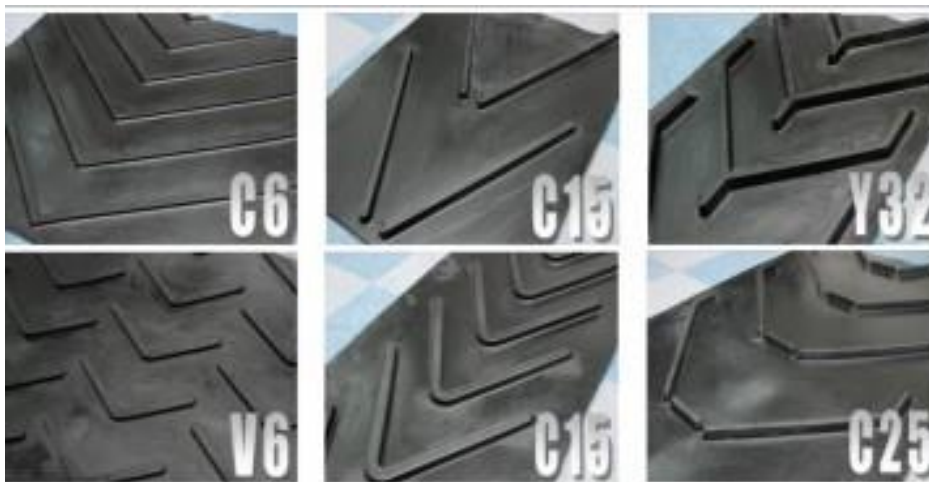
Součinitel tření lze u dopravních pásů zvýšit několika metodami:

- 1) **Nosná pryžová vrstva opatřena kompaktní vrstvou zrnitého materiálu** (písek, jemně mletý tříděný štěrk, apod.) Předností tohoto způsobu je možnost nanesení vrstvy i po montáži na dopravník [2],
- 2) **Užitím vroubkovaných, rýhovaných forem během vulkanizačního procesu výroby pásu (Obr. 2)** => získání různých tvarových výstupků či prohlubní. Rozměry a vzájemné rozteče výstupků se konstruuje vzhledem k vlastnostem dopravovaného materiálu [2].



Obr. 2 - Příklad vroubkovaných dopravních pásů[23]

- 3) **Nalisováním různých tvarových profilů na vrchní povrch dopravního pásu (Obr. 3).** Takové dopravní pásy jsou instalovány jak na přímé tak i na žlabové válečkové podpěry [2].



Obr. 3 – Příklad nalisovaných tvarových profilů na vrchní povrch dopravního pásu[27]

1.2 Pásový dopravník s krycím (přítlačným) pásem

Ke zvýšení mezního úhlu dopravy lze použít pásové dopravníky s tzv. krycím (přítlačným) pásem (Obr. 4), který je veden paralelně s větví nosného pásu. Krycí dopravní pás vytváří potřebný přítlak na materiál, čímž se zvyšuje přilnavost a soudržnost dopravovaného materiálu vůči nosnému dopravnímu pásu [2].

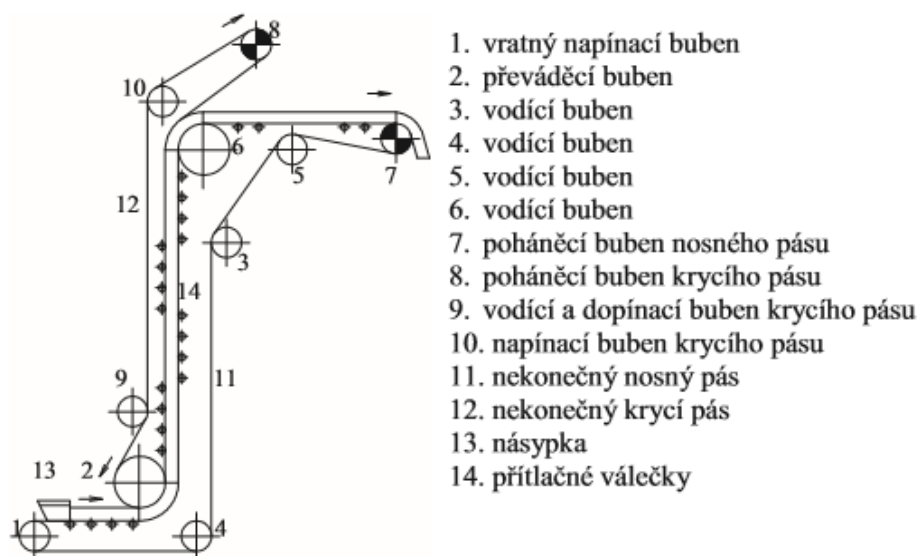
Vzhledem k použitému dopravnímu pásu a přítlačným zařízením jsou tyto dopravníky schopny dopravovat sypkou hmotu při sklonu dopravy značně převyšujících mezní úhly dopravy ve srovnání s pásovémi dopravníky klasické konstrukce [2].

Výhody:

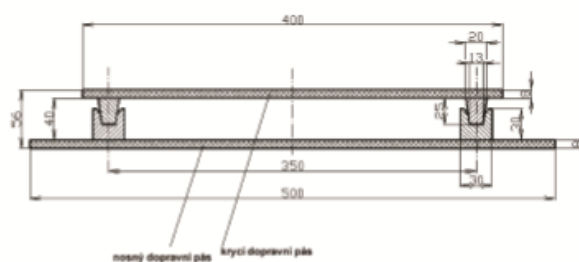
- Možnost přepravy sypkých materiálů až do sklonu 90° [2],
- Možné velké dopravní rychlosti (až 6 m/s) [2],
- Nezávislost sklonu dopravy na dopravním výkonu.

Nevýhody:

- Konstrukční složitost,
- Vyšší opotřebení pásu a vyšší spotřeba energie ve srovnání s klasickými pásovémi dopravníky.



Obr. 4 - Pásový dopravník s přítlačným pásem[2]



Obr. 5 - Příčný průřez dopravní štěrbinou[2]

1.3 Pásové dopravníky s přepážkami

Pásové dopravníky osazené přepážkami (Obr. 6) zabráňují zpětnému pohybu dopravovaného materiálu po povrchu dopravního pásu. Přepážky (unašeče) jsou na pás připevňovány nerozebíratelně (lepením za studena, vulkanizací za tepla, nebo u PVC pásů želatinací) nebo rozebíratelně (např. pomocí šroubů) [2].

Výhody:

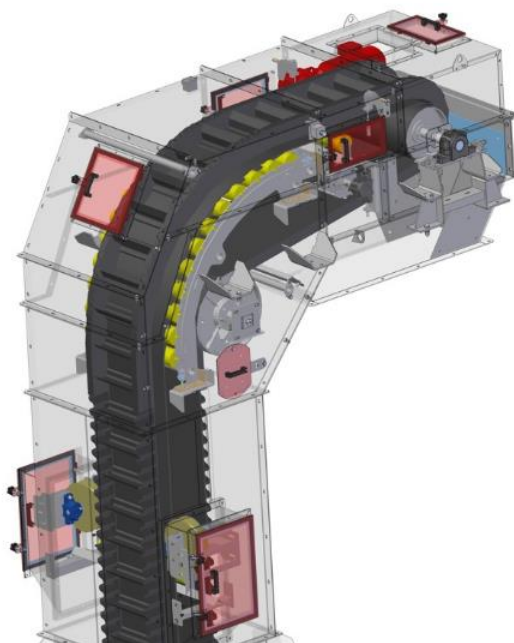
- Možnost dopravy do sklonu 60° - 70° [2],
- V případě použití zalomených unašečů je možné dopravovat materiál i pod úhlem sklonu dopravy 90° [2].

Nevýhody:

- složitá technologie výroby dopravního pásu => vyšší pořizovací cena,



- obtížnější čištění pásu,
- složitá konstrukce podpěrných válečků ve vratné větvi,
- možnost použití pouze jednobubnových pohonů,
- „nemožnost výměny přepážek“, (platí v případě navulkanizováním nebo přilepením přepážek)
- narušení pevnosti a celistvosti dopravního pásu při upevnění přepážek,
- vznik doplňkových pnutí v páse,
- zvýšení příčné tuhosti a tím omezení korýtkové konstrukce.



Obr. 6 - Konstrukce pásového dopravníku se zalomenými přepážkami[24]

1.4 Trubkové dopravníky

U takovýchto dopravníků se dopravní pás formuje do uzavřeného tvaru tzv. „trubky“ (Obr. 7). V místě nakládky přepravovaného materiálu je pás plně otevřen a v určité vzdálenosti od místa nakládky se pomocí soustavy několika válečkových podpěr sbalí do uzavřeného tvaru. Takto sbalen zůstává až do doby výsypu materiálu, kdy dochází opět k rozbalení pásu a poté obvyklým způsobem materiál opouští dopravní pás přes výsypný buben. Po opuštění místa výsypu se pás opět vrací do uzavřeného tvaru a v tomto stavu setrvává až k místu nakládky [2].

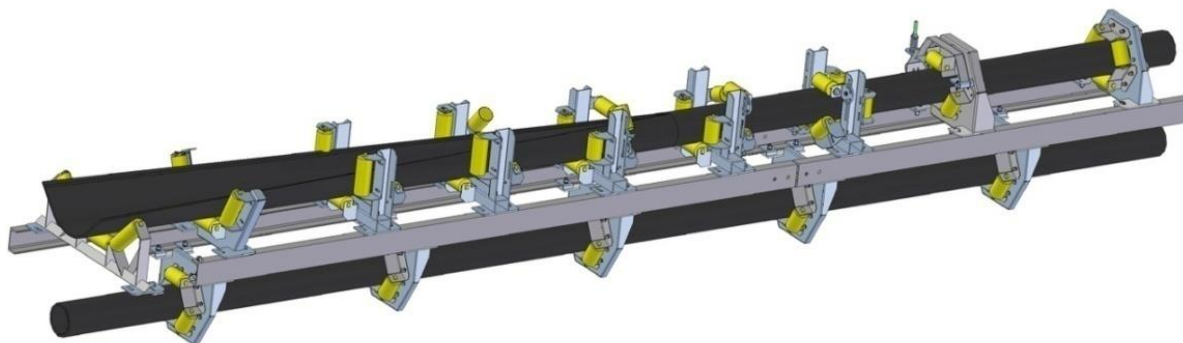
Vhodnost použití trubkových dopravníků je především při dopravě sypkých a drobně zrnitých materiálů na dlouhé vzdálenosti a to i po složitých trasách [2].

**Výhody:**

- Zcela bezprašný provoz, redukce ztrát během dopravy materiálu, dopravovaný materiál chráněn před vlivy okolního prostředí (déšť, sníh, vzdušná vlhkost, apod.),
- Válečky v kontaktu pouze s čistou stranou dopravního pásu (snížení valivého odporu a zvýšení životnosti),
- Větší plocha styku mezi materiálem a pásem (vyšší dovolené stoupání),
- Při stejných kapacitách dopraveného materiálu je celková šířka trubkového dopravníku ve střední části menší než u klasického dopravníku,
- Možnost realizace horizontálních i vertikálních oblouků.

Nevýhody:

- Nutnost pečlivého seřízení (větší počet válečků),
- Vyšší pořizovací cena,
- Náročnější údržba,
- Problémy s otáčením pásu.



Obr. 7 - Konstrukce trubkového dopravníku[21]



2 Rozbor dopravovaných materiálů

Z důvodu určení vhodné konstrukce dopravníku bylo zapotřebí nejprve klasifikovat zadané materiály z hlediska pásové dopravy (vlastnosti, tvar, apod.), a na základě těchto parametrů navrhnout nejvhodnější řešení pásového dopravníku.

2.1 Dřevní štěpka

Dřevní štěpka (Obr. 8) je materiál, který vzniká strojním krájením (nožovými štěpkovači), popřípadě drcením (drtiči) na frakci od 3 mm do 250 mm [9] z celistvých kmenů nebo větví. Ke štěpkování se nejčastěji využívá odpadu po lesní těžbě nebo technických plodin jako jsou rychle rostoucí dřeviny [9].

Při běžné vlhkosti materiálu 30% se udává hodnota sypné hmotnosti dřevní štěpky cca 250 kg/m³ [9].

Dřevní štěpka (Obr. 8) je nejčastěji spalována za účelem výroby elektrické nebo tepelné energie v elektrárnách, či teplárnách, které bývají vybaveny velkými skladovacími prostory, z kterých je hmota dopravována pásovými (případně řetězovými), ale častěji šnekovými dopravníky, popřípadě jejich kombinací. V dnešní době se takto upravený materiál spaluje i v domácnostech, kde jsou nainstalovány poloautomatické nebo plněautomatické kotle vybavené dopravníky pro dopravu materiálu přímo do kotle.



Obr. 8 - Dřevní štěpka po strojním drcení a nožovým štěpkováním [8]

Základní technické parametry:

- Objemová hmotnost – cca 250 kg/m³ [9],
- Výhřevnost - cca 8 – 15 MJ/kg [9],
- statický sypný úhel - 45° [6],
- dynamický sypný úhel - 30° [6],
- vlhkost – 15 - 55% [9].



2.2 Dřevěné špalíky

Zrovna tak jako dřevní štěpka, tak i dřevěné špalíky (Obr. 9) vznikají „krájením“ (tzv. špalíkovači). Oproti dřevní štěpce mají dřevěné špalíky nesterjnoměrnou frakci v závislosti na velikosti vstupního materiálu.



Obr. 9 - Dřevěné špalíky – borovice (autor)

2.3 Zhodnocení dopravovaných materiálů

Vzhledem k tomu, že není možné přesně určit hodnotu sypné hmotnosti špalíků, tak bylo vycházeno z hodnot pro štípané palivové dřevo sypané. Dle literatury [31] je objemová (sypná) hmotnost prostorového metru sypaného dřeva:

- v rozmezí $(238 \div 381) \text{ kg/m}^3$, při vlhkosti 25% [31].

Jak bylo uvedeno v kap.2.1, objemová (sypná) hmotnost dřevní štěpky je:

- přibližně 250 kg/m^3 , při vlhkosti 30% [9].

Vzhledem k těmto hodnotám objemové (sypné) hmotnosti jednotlivých dopravovaných materiálů je zřejmé, že jejich objemové (sypné) hmotnosti jsou přibližně stejné. Z důvodu, že bude pásový dopravník primárně využíván pro dopravu dřevní štěpky (po dohodě s vedoucím práce), tak byl výpočet proveden pouze pro tento případ.

Za účelem dopravy i dřevěných špalíků bude dopravní pás vybaven unašeči, aby nedocházelo k úpadu materiálu do protisměru pohybu pásu.



3 Volba komponent pásového dopravníku

V této kapitole budou zvoleny jednotlivé komponenty pásového dopravníku.

3.1 Volba dopravního pásu

Předběžně byl zvolen dopravní pás od firmy Transportní technika Tůma s.r.o, s typovým označením Flexam EM 10/2 A18+07 zelený FG a objednacím číslem 570950 s následujícími parametry dle Tab. 1 [32]:

Tab. 1 - Dopravní pás typu FLEXAM EM 10/2 A18+07 [32]

Šířka pásu B [mm]	Tloušťka pásu d [mm]	Počet vrstev pásu	Hmotnost pásu q_p [kg/m ²]	Dovolená tažná síla $F_{j,p}$ [N/mm]	Souč. tření proti ocel. bubnu μ_b [-]
400	3,2	2	3	10	0,5

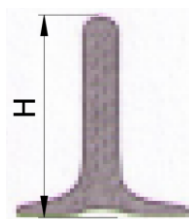


Obr. 10 - Dopravní pás FLEXAM EM 10/2 A 18+07[32]

Na páse má být dopravován materiál pod úhlem až $\theta = 45^\circ$. Z toho důvodu bylo zapotřebí takový dopravní pás vybavit unašeči (viz. Obr. 11), za účelem eliminace sesypu přepravovaného materiálu. Unašeče budou k plochému dopravnímu pásu připevněny žetatinací. Pro tento účel byly předběžně zvoleny přímé unašeče od firmy Transportní technika Tůma s.r.o s typovým označením „TW 90“ zelené barvy s následujícími parametry dle Tab. 2 [14]:

Tab. 2 - Hlavní specifikace unašeče typu TW 90° [14]

Výška unašeče H [mm]	Materiál	Úhel sklonu unašeče [°]	Minimální Ø bubnu [mm]
60	PVC	90°	120



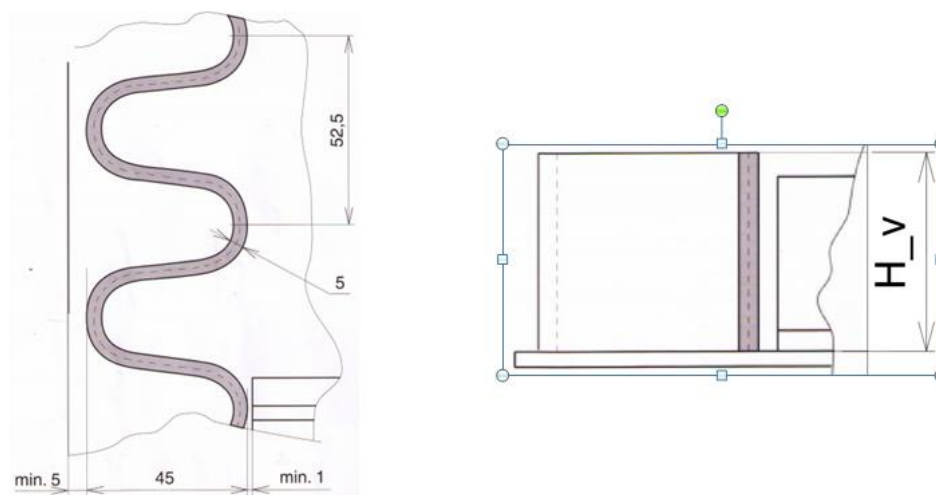
Obr. 11 - Unašeč typu TW 90°[14]

Dle [20] je hmotnost unašeče $q_{un} = 0,832 \text{ kg/m}$. Rozteč mezi unašeči byla zvolena dle konstrukce pásového dopravníku $l_K = 0,2 \text{ m}$.

Dále byl dopravní pás vybaven postranním vlnovcem (viz Obr. 12), aby bylo zamezeno bočnímu úpadu materiálu, též od firmy Transportní technika Tůma s.r.o. s typovým označením „BK 45 - 50“ zelené barvy s následujícími parametry dle Tab. 3 [33]:

Tab. 3 – Hlavní specifikace vlnovce typu BK 45 – 50 [33]

Výška H_V [mm]	Materiál	Minimální \varnothing bubnu [mm]
60	PVC	150



Obr. 12 - Vlnovec typ BK 45 – 50 [33]

Šířka vlnovce na páse:	$B_{VL} = 45 \text{ mm}$	dáno (Obr. 12)
Vůle mezi vlnovcem a unašečem:	$T_{VU,min} = 1 \text{ mm}$	dáno (Obr. 12)
Vůle mezi vlnovcem a okrajem pásu:	$T_{VP,min} = 5 \text{ mm}$	dáno (Obr. 12)
Tloušťka vlnovce:	$t_{VL} = 5 \text{ mm}$	dáno (Obr. 12)
Rozteč vln vlnovce:	$P_{VL} = 52,5 \text{ mm}$	dáno (Obr. 12)

Hmotnost vlnovce na 1 metr pásu:

$$q_{VL} = H_V \cdot L_{VL,1} \cdot t_{VL} \cdot \frac{q_P}{d} \quad [kg/m] \quad (1)$$

kde:

H_V [m] je výška vlnovce



t_{VL} [m] je tloušťka vlnovce

q_p [kg/m²] je hmotnost pásu na 1 m²

d [m] je šířka pásu

Délka vlnovce na 1 metr pásu:

$$L_{VL,1} = \frac{1}{P_{VL}} \cdot [2 \cdot (B_{VL} - t_{VL}) + P_{VL}] \quad [m] \quad (2)$$

kde:

P_{VL} [m] je rozteč vln vlnovce

B_{VL} [m] je šířka vlnovce na páse

t_{VL} [m] je tloušťka vlnovce

$$L_{VL,1} = \frac{1}{0,0525} \cdot [2 \cdot (0,045 - 0,005) + 0,0525]$$

$$L_{VL,1} = 2,524 \text{ m}$$

Potom hmotnost vlnovce je dle vzorce (1):

$$q_{VL} = 0,06 \cdot 2,524 \cdot 0,005 \cdot \frac{3}{0,0032}$$

$$q_{VL} = 0,71 \text{ kg/m}$$

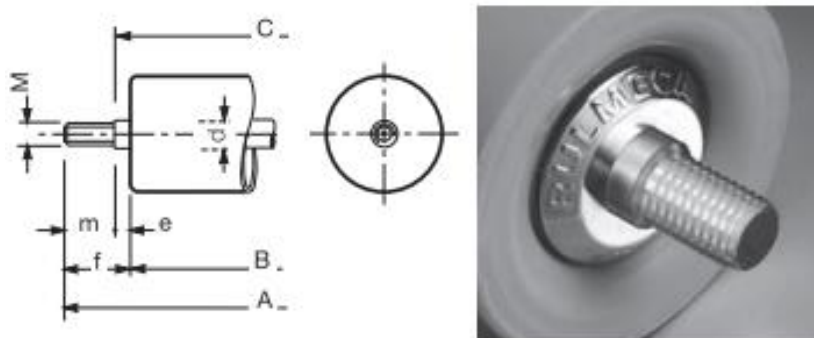
3.2 Volba podpěrných válečků

Podpěrné válečky pro horní i spodní větev byly zvoleny od firmy RULMECA HOLDING S.p.A. s objednacím označením „PSV 1-FHD 20 M 63 N 508“ a s následujícími parametry dle Tab. 4 [16] [17]:

Tab. 4 - Hlavní specifikace podpěrného válečku PSV/1-FHD [16][17]

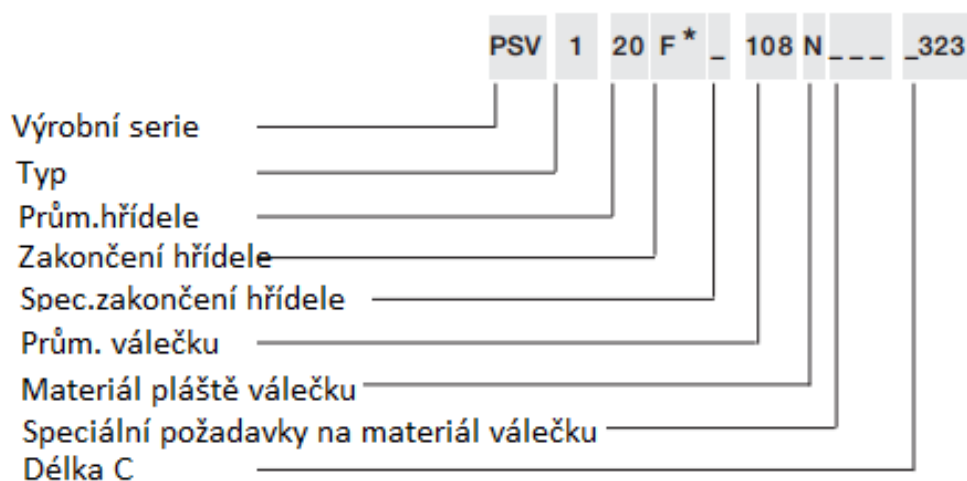
Pro šířku pásu [mm]	Ø válečku [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	Ø d [mm]	M [mm]	Hmot. rot. částí q_1 [kg]	Hmot. [kg]
400	63	526	500	508	20	M16	2,9	4,1

Dle konstrukce pásového dopravníku byl zvolen počet podpěrných válečků pro horní větev dopravníku $n_H = 6$ a pro dolní větev dopravníku $n_D = 2$.



Obr. 13 – Podpěrný váleček s vnějším závitem [17]

Z důvodu sklápění dopravníku byly zvoleny válečky, které jsou na svých koncích zakončeny vnějším závitem M16, pomocí něhož budou pevně spojeny s rámem dopravníku a tím zajištěny proti vypadnutí z válečkové stolice.



Obr. 14 - Příklad označení podpěrných válečku [17]

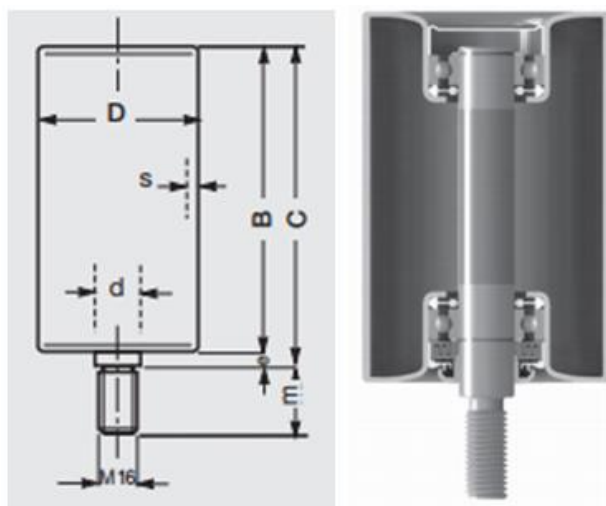
3.3 Volba strážních válečků

Strážní válečky byly zvoleny od firmy RULMECA HOLDING S.p.A s typovým označením „PSV/G1-FCD“ a s následujícími parametry dle Tab. 5 [34]:

Tab. 5 - Hlavní specifikace strážního válečku PSV/G1-FCD [34]

Ložisko	Ø D [mm]	B [mm]	C [mm]	M	Hmot. rot. částí q ₂ [kg]
6204	63	130	138	M16	1,9

Dle konstrukce pásového dopravníku byl zvolen počet strážních válečků pro horní i dolní větev dopravníku $n_S = 2$.



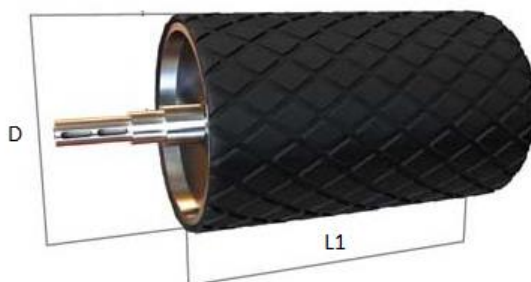
Obr. 15 - Strážní váleček [34]

3.4 Volba bubnů

Hnací i hnaný buben byl zvolen hladký lakovaný bez povrchového obložení. Oba bubny byly zvoleny od firmy GTK, spol. s r.o. s těmito parametry dle Tab. 6 [19]:

Tab. 6 - Parametry hnacího i hnaného bubnu [19]

Ø bubnů D [mm]	Délka bubnů L1 [mm]
190	500



Obr. 16 - Hnací buben [35]

3.5 Volba zvedacího mechanismu

Pásový dopravník má být výškově stavitelný, aby bylo možné dopravovat zadaný materiál do sklonu $\theta = 45^\circ$. Za tímto účelem byl zvolen ruční naviják DRAGON WINCH DWK 25V od firmy Maxim pneu s.r.o. s těmito technickými parametry dle Tab. 7 [26]:

Tab. 7 - Technické parametry ručního navijáku DRAGON WINCH DWK 25V [26]

Max. tažná síla FL [kg]	Délka pásu navijáku [m]
1100	8

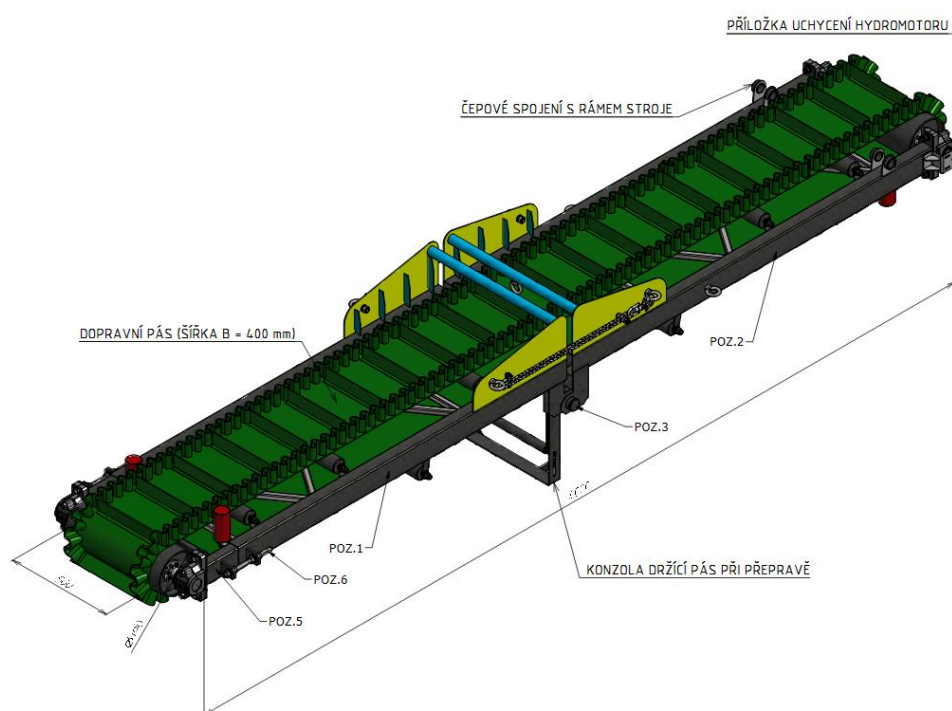


Obr. 17 - Ruční pásový naviják [26]

4 Konstrukční návrh pásového dopravníku

Navržený pásový dopravník na Obr. 18 (nebo na formátu A3 viz. Příloha č.1) se skládá z horního (Poz.1) a spodního rámu (Poz.2). Horní i spodní nosný rám byl sestaven ze dvou obdélníkových profilů o rozměrech 100x60x3 ČSN EN 10219-2 a materiálu S235JR (1.0038). Dále byly oba rámy vyztuženy čtvercovým profilem o rozměrech 25x25x2,5 a materiálu S235JR (1.0038). Oba rámy jsou spolu spojeny pomocí čepového spoje (Poz.3).

Napínání probíhá pomocí bubnu osazeného na napínacím rámu (Poz.5). Napínací rám (Poz.5) je svařen z obdélníkových profilů o rozměrech 90x50x3 ČSN EN 10219-2 a materiálu S235JR (1.0038). Napínací rám je vsazen do obdélníkových profilů (100x60x3) horního rámu. Tím je zajištěno vedení rámu při napínání. Napínací rám je tlačěn pomocí dvou závitových tyčí M 16 x 1,5 – 250 ČSN EN 24014 (Poz.6).

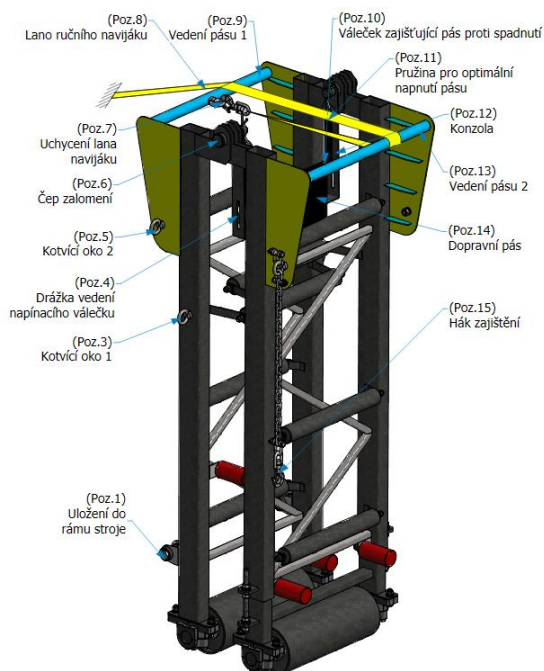


Obr. 18 - Konstrukční návrh pásového dopravníku (autor)

4.1 Princip skládání/rozkládání dopravníku

Schéma skládání/rozkládání dopravníku uvedeno na Obr. 19 (nebo na formátu A4 viz. Příloha č.2)

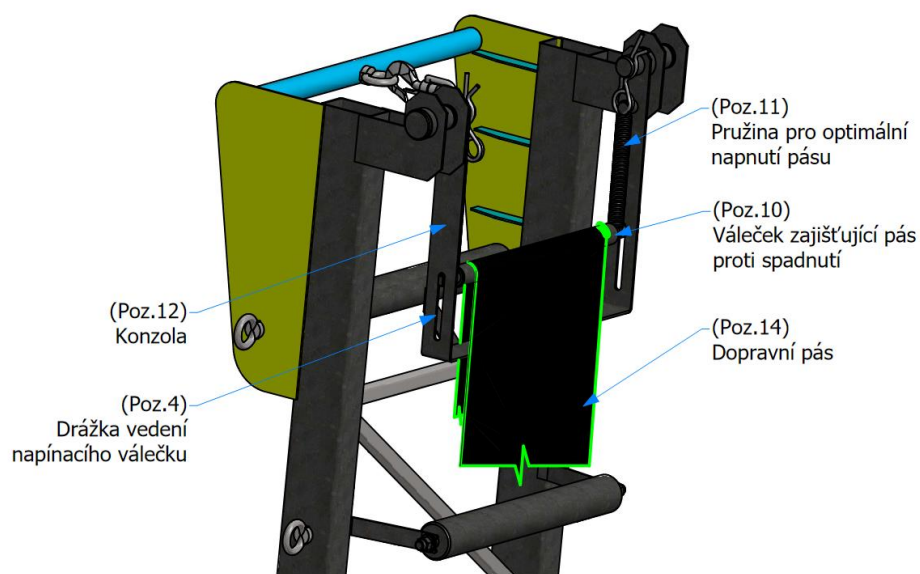
Pásový dopravník je uložen v rámu stroje (Poz.1) pomocí čepového spoje. Při převozu je dopravník zajištěn proti rozložení hákem (Poz.15), který je ukotven na rámu pracovního stroje. Při rozkládání dopravníku je nutné spojit kotvící oko 1 (Poz.3) s rámem pracovního stroje spojovacím prvkem. Následně je možné odjistit hák (Poz.15) od rámu pracovního stroje. Poté pomocí ručního navijáku je navijeno lano až do dosažení svislé polohy celého dopravníku. Následně je dopravník zajištěn hákem (Poz.15) za kotvící oko 2 (Poz.5) a spuštěn do požadované polohy lanem ručního navijáku (Poz.8). Skládání dopravníku probíhá opačným postupem.



Obr. 19 - Princip skládání/rozkládání navrženého pásového dopravníku (autor)

4.2 Princip držení dopravního pásu

Ve složeném stavu pásového dopravníku dochází k průvěsu dopravního pásu v dolní větvi dopravníku. Proto byl dopravník vybaven konzolou (Poz.12) osazenou válečkem (Poz.10), který zajistí pás proti spadnutí z dolní větve dopravníku. Aby bylo dosaženo optimálního napnutí pásu (Poz.14) byl váleček (Poz.10) na obou koncích usazen do kluzné drážky konzoly (Poz.4) a osazen dvěma pružinami (Poz.11).



Obr. 20 - Princip držení dopravního pásu (autor)



5 Funkční výpočet pásového dopravníku

5.1 Zadané parametry

- | | |
|------------------------|--------------------------------|
| - hmotnostní výkon | - $Q_m = 10\,000 \text{ kg/h}$ |
| - délka | - $L = 4 \text{ m}$, |
| - pracovní sklon | - $\theta = 45^\circ$, |
| - dopravovaný materiál | - dřevní štěrka |

5.2 Charakteristika materiálu

Pro výpočet a návrh konstrukce pásového dopravníku bylo vycházeno z hodnoty sypané hmotnosti dřevní štěrky $\gamma = 250 \text{ kg/m}^3$. Dynamický sypaný úhel tohoto materiálu je dle [6] $\delta_D = 30^\circ$.

5.3 Volba jmenovité rychlosti

Jmenovitou dopravní rychlost určují především tyto parametry:

1. Druh dopravovaného materiálu,
2. Druh transportéru.

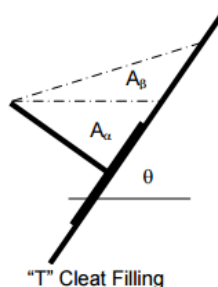
Uvažujeme - li dřevní štěrku jako materiál drobný neodírající, pak jmenovitá dopravní rychlost pásu dle literatury [1] se pohybuje v rozmezí $v = 1,6 \div 3,2 \text{ m/s}$. Dopravní rychlost byla zvolena $v = 2,3 \text{ m/s}$.

5.4 Výpočet šířky pásu

Výpočet šířky pásu byl proveden dle podkladů pro výpočet pásových dopravníků s unašeči z literatury společnosti Beltcon [8].

5.4.1 VÝPOČET PLOCHY PRŮŘEZU UNAŠEČE

Plocha průřezu unašeče byla počítána pro maximální možný sklon dopravníku $\theta = 45^\circ$, jelikož s vyšším sklonem dopravníku klesá množství dopraveného materiálu.



Obr. 21 - Plocha průřezu unašeče pro šikmou dopravu[8]



Vodorovná plocha průřezu A_α (dle Obr. 21) náplně unašeče:

$$A_\alpha = \frac{H^2 \cdot \tan \theta}{2} \quad [m^2] \quad (3)$$

kde:

H [m] je výška unašeče
 θ [°] je pracovní sklon dopravy

$$A_\alpha = \frac{0,06^2 \cdot \tan 45^\circ}{2}$$

$$A_\alpha = 1,8 \cdot 10^{-3} m^2$$

Přídavná plocha průřezu A_β (dle Obr. 21) náplně unašeče od sypného úhlu dopravovaného materiálu:

$$A_\beta = \frac{H^2 \cdot \sin \delta_D}{2 \cdot \sin \theta \cdot \sin(\theta - \delta_D)} \quad [m^2] \quad (4)$$

kde:

H [m] je výška unašeče
 θ [°] je pracovní sklon dopravy
 δ_D [°] je dynamický sypný úhel dřevní štěpky

$$A_\beta = \frac{0,06^2 \cdot \sin 30^\circ}{2 \cdot \sin 45 \cdot \sin(45 - 30)}$$

$$A_\beta = 4,92 \cdot 10^{-3} m^2$$

Celková plocha průřezu náplně unašeče:

$$A_{100} = (A_\alpha + A_\beta) \quad [m^2] \quad (5)$$

kde:

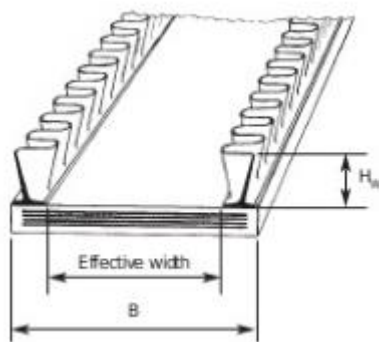
A_α [m²] je vodorovná plocha průřezu náplně unašeče
 A_β [m²] je přídavná plocha průřezu náplně unašeče od sypného úhlu materiálu

$$A_{100} = (1,8 \cdot 10^{-3} + 4,92 \cdot 10^{-3})$$

$$A_{100} = 0,00672 m^2$$

5.4.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍ EFEKTIVNÍ ŠÍŘKY PÁSU

Jelikož konstrukce dopravníku byla navržena s postranním vlnovcem bylo nutné si nejprve vypočítat efektivní šířku (vnitřní šířka mezi vlnovci – dle Obr. 22 rozměr „Effective width“). Do výpočtu byl zahrnut součinitel plnění z [1] str.189, tab.8.14, který se pro vlhký, lepkavý materiál pohybuje v rozmezí $\varphi = (0,4 \div 0,6)$. Součinitel plnění kapsy unašeče byl zvolen $\varphi = 0,5$.



Obr. 22 - Efektivní šířka dopravního pásu $B_{min,ef}$ ("Effective width") [15]

$$B_{min,ef} = \frac{Q_m \cdot l_k}{3600 \cdot \varphi \cdot A_{100} \cdot v \cdot \gamma} \cdot 1000 \quad [mm] \quad (6)$$

kde :

Q_m	[kg/h]	je hmotnostní výkon dopravníku
l_k	[m]	je rozteč mezi unašeči
φ	[-]	je součinitel plnění kapsy unašeče
A_{100}	[m ²]	je celková plocha průřezu náplně unašeče
v	[m/s]	je jmenovitá rychlost pásu
γ	[kg/m ³]	je sypná hmotnost dřevní štěpky

$$B_{min,ef} = \frac{10\,000 \cdot 0,2}{3\,600 \cdot 0,5 \cdot 0,00672 \cdot 2,3 \cdot 250} \cdot 1\,000$$

$$B_{min,ef} = 287,6 \text{ mm}$$

5.4.3 VÝPOČET MINIMÁLNÍ ŠÍŘKY PÁSU

$$B_{min} = B_{min,ef} + 2 \cdot (B_{VL} + T_{VP,min}) \quad [mm] \quad (7)$$



kde:

$B_{\min,ef}$ [mm] je minimální efektivní šířka pásu

B_{VL} [mm] je šířka vlnovce na páse

$T_{VP,min}$ [mm] je vůle mezi vlnovcem a okrajem pásu

$$B_{\min} = 287,6 + 2 \cdot (45 + 5)$$

$$B_{\min} = 387,6 \text{ mm}$$

Z vypočtené hodnoty B_{\min} (7) bylo zjištěno, že předběžně zvolený pás (kap. 3.1 Volba dopravního pásu) vyhovuje požadavkům na zadané dopravované množství materiálu.

5.4.4 VÝPOČET EFEKTIVNÍ ŠÍŘKY PÁSU

$$B_{ef} = B - 2 \cdot (B_{VL} + T_{VP,min}) \quad [mm] \quad (8)$$

kde:

B [mm] je šířka pásu

B_{VL} [mm] je šířka vlnovce na páse

$T_{VP,min}$ [mm] je vůle mezi vlnovcem a okrajem pásu

$$B_{ef} = 400 - 2 \cdot (45 + 5)$$

$$B_{ef} = 300 \text{ mm}$$

5.4.5 VÝPOČET DÉLKY UNAŠEČE

$$B_{un} = B_{ef} - 2 \cdot T_{VU,min} \quad [mm] \quad (9)$$

kde:

B_{ef} [mm] je efektivní šířka pásu

$T_{VU,min}$ [mm] je vůle mezi vlnovcem a unašečem

$$B_{un} = 300 - 2 \cdot 1$$

$$B_{un} = 298 \text{ mm}$$



5.4.6 VÝPOČET OBJEMOVÉHO VÝKONU

$$I_V = \frac{A_{100} \cdot v \cdot \varphi \cdot B_{ef}}{l_k} \quad [m^3/s] \quad (10)$$

kde :

A_{100} [m²] je celková plocha průřezu náplně unašeče

v [m/s] je dopravní rychlost pásu

B_{ef} [m] je efektivní šířka pásu

l_k [m] je rozteč mezi unašeči

φ [-] je součinitel plnění kapsy unašeče

$$I_V = \frac{0,00672 \cdot 2,3 \cdot 0,5 \cdot 0,3}{0,2}$$

$$I_V = 0,011592 \, m^3/s$$

5.4.7 VÝPOČET HMOTNOSTNÍHO VÝKONU

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \gamma \quad [kg/h] \quad (11)$$

kde :

I_V [kg/h] je objemový výkon dopravníku

γ [kg/m³] je sypná hmotnost dřevní štěpky

$$I_m = 3600 \cdot 0,011592 \cdot 250$$

$$I_m = 10\,432,8 \, kg/h$$

5.4.8 KONTROLA DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$Q_m \leq I_m \quad [kg/h] \quad (12)$$

$$10\,000 \, kg/h \leq 10\,432,8 \, kg/h \Rightarrow \text{navržený pás vyhovuje zadání}$$

5.5 Výpočet pohybového odporu

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad [N] \quad (13)$$

kde:

F_H [N] je hlavní odpor (viz. kap. 5.5.1)



F_N	[N]	je vedlejší odpor (viz. kap. 5.5.2)
F_{S1}	[N]	je přídavný hlavní odpor (viz. kap. 5.5.3)
F_{S2}	[N]	je přídavný vedlejší odpor (viz. kap. 5.5.3)
F_{St}	[N]	je odpor k překonání dopravní výšky (viz. kap. 5.5.4)

$$F_U = 11,31 + 35,35 + 0 + 0 + 34,961$$

$$F_U = 81,621 \text{ N}$$

5.5.1 VÝPOČET HLAVNÍCH ODPORŮ

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \theta] \quad [N] \quad (14)$$

kde:

L	[m]	je délka dopravníku
g	$[m \cdot s^{-2}]$	je gravitační zrychlení
θ	$[\circ]$	je pracovní sklon dopravy
f	[-]	je globální součinitel tření. Dle normy [3] strana 7 je $f = 0,02$

Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky horní větve dopravníku:

$$q_{RO} = \frac{q_1 \cdot n_H + q_2 \cdot n_S}{L} \quad [kg/m] \quad (15)$$

kde:

q_1	[kg]	je hmotnost rotujících částí podpěrných válečků horní větve
n_H	[-]	je počet podpěrných válečků horní větve
q_2	[kg]	je hmotnost rotujících částí strážních válečků horní větve
n_S	[-]	je počet strážních válečků horní větve
L	[m]	je délka dopravníku

$$q_{RO} = \frac{2,9 \cdot 6 + 1,9 \cdot 2}{4}$$

$$q_{RO} = 5,3 \text{ kg/m}$$

Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky dolní větve dopravníku:

$$q_{RU} = \frac{q_1 \cdot n_D + q_2 \cdot n_S}{L} \quad [kg/m] \quad (16)$$



kde:

q_1	[kg]	je hmotnost rotujících částí podpěrných válečků dolní větve
n_D	[-]	je počet podpěrných válečků dolní větve
q_2	[kg]	je hmotnost rotujících částí strážních válečků dolní větve
n_S	[-]	je počet strážních válečků horní větve
L	[m]	je délka dopravníku

$$q_{RU} = \frac{2,9 \cdot 2 + 1,9 \cdot 2}{4} \quad [kg/m]$$

$$q_{RU} = 2,4 \text{ kg/m}$$

Hmotnost 1 metru dopravního pásu:

$$q_B = q_P \cdot B + q_{un} \cdot B_{un} \cdot \left(\frac{1}{l_K} + 1 \right) + 2 \cdot q_{vl} \quad [kg/m] \quad (17)$$

kde:

q_P	[kg/m ²]	je hmotnost pásu
B	[m]	je šířka pásu
q_{un}	[kg/m]	je hmotnost 1 metru unašeče
B_{un}	[m]	je šířka unašeče
l_K	[m]	je rozteč mezi unašeči
q_{vl}	[kg/m]	je hmotnost vlnovce na 1 metr pásu

$$q_B = 3 \cdot 0,4 + 0,832 \cdot 0,298 \cdot \left(\frac{1}{0,2} + 1 \right) + 2 \cdot 0,71$$

$$q_B = 4,12 \text{ kg/m}$$

Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr pásu:

$$q_G = \frac{I_V \cdot \gamma}{v} \quad [kg/m] \quad (18)$$

kde:

I_V	[m ³ /s]	je objemový výkon dopravníku
γ	[kg/m ³]	je sypná hmotnost dřevní štěpky
v	[m/s]	je rychlost dopravního pásu



$$q_G = \frac{0,011592 \cdot 250}{2,3}$$

$$q_G = 1,26 \text{ kg/m}$$

Potom hlavní odpor je dle vzorce (14):

$$F_H = 0,02 \cdot 4 \cdot 9,81 \cdot [5,3 + 2,4 + (2 \cdot 4,12 + 1,26) \cdot \cos 45^\circ]$$

$$F_H = 11,31 \text{ N}$$

5.5.2 VÝPOČET VEDLEJŠÍCH ODPORŮ

$$F_N = F_{ba} + F_f + F_1 + F_t \quad [N] \quad (19)$$

kde:

Odpory setrvačných sil v místě nakládání a urychlování materiálu:

$$F_{ba} = I_V \cdot \gamma(v - v_0) \quad [N] \quad (20)$$

kde:

I_V	$[m^3/s]$	je objemový výkon dopravníku
γ	$[kg/m^3]$	je sypná hmotnost dřevní štěpky
v	$[m/s]$	je rychlost dopravního pásu
v_0	$[m/s]$	je počáteční rychlost materiálu – dle konstrukce $v_0 = 0 \text{ m/s}$

$$F_{ba} = 0,011592 \cdot 250 \cdot (2,3 - 0)$$

$$F_{ba} = 6,67 \text{ N}$$

Odpory tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování materiálu:

$$F_f = 0 \text{ N} \quad (21)$$

Tento odpor je zanedbán, jelikož násypka byla konstruována tak, že materiál volně padá na pás dopravníku. Násypka součástí štěpkovače.

Odpor ohybu pásu na bubnech:

Dle normy [3] je pro výpočet použit vztah pro pásy s textilními vložkami:



$$F_{1x} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \quad [N] \quad (22)$$

kde:

B	[m]	je šířka pásu
d	[m]	je tloušťka pásu
D	[m]	je průměr bubnu
F	[N]	je průměrný tah v páse - zvoleno $F = 3\,000\text{N}$

$$F_{1x} = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{3000}{0,4} \right) \cdot \frac{0,0032}{0,19}$$

$$F_{1x} = 13,04 \text{ N}$$

Vzhledem k tomu, že je pás osazen bočním vlnovcem, je počítáno s hodnotou odporu od ohybu na bubnech 2x větší:

$$F_1 = 2 \cdot F_{1x} = 2 \cdot 13,04 = 26,08 \text{ N} \quad [N] \quad (23)$$

Odpor v ložiskách bubnu:

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_T \quad [N] \quad (24)$$

kde:

d_0	[m]	je vnitřní průměr ložiska hřídele bubnu – dle konstrukce
D	[m]	je vnější průměr bubnu
F	[N]	je průměrný tah v páse - zvoleno $F = 3\,000\text{N}$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,035}{0,19} \cdot 3\,000$$

$$F_t = 2,6 \text{ N}$$

Potom vedlejší odpor je dle vzorce (19):

$$F_N = 6,67 + 0 + 26,08 + 2,6 = 35,35 \text{ N}$$

$$F_N = 35,35 \text{ N}$$



5.5.3 VÝPOČET PŘÍDAVNÝCH ODPORŮ

Přídavné hlavní odpory jsou nulové, jelikož se v žádném místě dopravníku nevyskytují vychýlené boční válečky ve směru pohybu pásu a ani boční vedení po celé délce pásu. Boční vedení nahrazeno vlnovcem.

$$F_{S1} = 0 \text{ N} \quad (25)$$

Přídavné vedlejší odpory jsou rovněž jako přídavné hlavní odpory nulové a to z důvodu absence čističů pásu, shrnovačů materiálu, příp. dalších příslušenství určených pro pásové dopravníky.

$$F_{S2} = 0 \text{ N} \quad (26)$$

5.5.4 VÝPOČET ODPORU K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g = q_G \cdot L \cdot \sin \theta \cdot g \quad [N] \quad (27)$$

kde:

q_G	[kg/m]	je hmotnost dopraveného materiálu na 1 metr pásu
L	[m]	je délka dopravníku
θ	[°]	je pracovní sklon dopravníku
g	[m/s ²]	je gravitační zrychlení

$$F_{St} = 1,26 \cdot 4 \cdot \sin 45 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 34,961 \text{ N}$$

5.6 Výpočet výkonu poháněcího motoru

V této kapitole budou navrženy výkonové parametry poháněcího motoru.

5.6.1 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad [W] \quad (28)$$

kde:

F_U	[N]	je obvodová síla na poháněcím bubnu
v	[m/s]	je rychlost dopravního pásu

$$P_A = 81,621 \cdot 2,3$$

$$P_A = 187,73 \text{ W}$$



5.6.2 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

Pro výpočet je použit vztah z normy [3] pro pásové dopravníky s kladným výkonem pohonu.

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad [W] \quad (29)$$

kde:

P_A [W] je potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu

η_1 [-] je účinnost poháněcího motoru - dle normy [3] strana 9 se volí v rozmezí $\eta_1 = (0,85 \div 0,95)$. Zvoleno $\eta_1 = 0,9$

$$P_M = \frac{187,73}{0,9}$$

$$P_M = 208,6 \text{ W}$$

5.6.3 SKUTEČNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

Potřebný provozní výkon poháněcího motoru dle kap. 5.6.2 navýšen o 50%.

$$P = P_M \cdot 1,5 \quad [W] \quad (30)$$

kde:

P_M [W] je potřebný provozní výkon na poháněcího motoru

$$P = 208,6 \cdot 1,5$$

$$P = 312,9 \text{ W}$$

5.7 Volba pohonu

Dle zadání má být dopravník poháněn mechanicky nebo hydrostaticky. Pro pohon pásového dopravníku byl zvolen hydrostatický pohon vyvozený od hydromotoru připevněného na hřídel hnacího bubnu. Zvolený hydromotor bude poháněn od hydrogenerátoru traktoru John Deere 6105R s těmito parametry hydraulického systému [28]:

$$\text{Maximální tlak od hydrogenerátoru } \Delta p = 20 \text{ MPa} \quad \text{dáno [28]} \quad (31)$$

$$\text{Maximální průtok hydrogenerátoru } Q_{H,\max} = 80 \text{ l/min} \quad \text{dáno [28]}$$

5.7.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO GEOMETRICKÉHO OBJEMU HYDROMOTORU

$$V_g = \frac{P}{n_H \cdot \Delta p \cdot \eta_T} \quad [cm^3] \quad (32)$$

kde:

P_M [W] je potřebný provozní výkon na poháněcího motoru



Δp [MPa] je maximální tlak od hydrogenerátoru traktoru

Otáčky hydromotoru:

$$n_{HY} = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad [s^{-1}] \quad (33)$$

kde:

v [m/s] je rychlost dopravního pásu

D [m] je průměr hnacího bubnu

$$n_{HY} = \frac{2,3}{\pi \cdot 0,19}$$

$$n_{HY} = 3,85 \, s^{-1}$$

Celková účinnost hydromotoru:

$$\eta_T = \eta_V \cdot \eta_M \quad [-] \quad (34)$$

kde:

η_V [-] je objemová účinnost hydromotoru - dle [29] str.5, zvolena $\eta_V = 0,95$

η_M [-] je mechanická účinnost hydromotoru - dle [29] str.5 je $\eta_M = 0,85$

$$\eta_T = 0,95 \cdot 0,85$$

$$\eta_T = 0,8075$$

Potom potřebný geometrický objem hydromotoru:

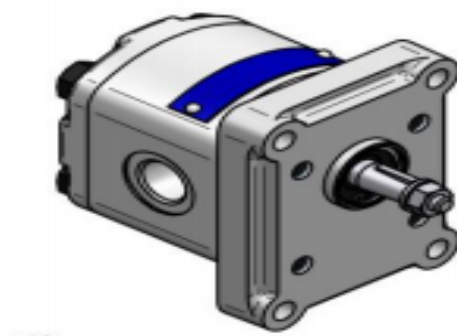
$$V_g = \frac{312,9}{3,85 \cdot 20 \cdot 0,8075}$$

$$V_g = 5,03 \, cm^3$$

Z vypočtené hodnoty geometrického objemu (32), byl zvolen hydromotor od firmy Jihostroj a.s. s typovým označením PM 23 - 5,8 R – R02 V02 – R M02 – N a s těmito technickými parametry dle Tab. 8 [29]:

Tab. 8 - Technické parametry hydromotoru PM 23 - 5,8 R – R02 V02 – R [29]

Geometrický objem $V_g [cm^3]$	Otáčky $[min^{-1}]$		Tlak na vstupu [bar]		Max. výkon [kW]
	jmen.	max.	max. trvalý	max.	
5,8	1500	3800	200	220	7,13



Obr. 23 - Hydromotor PM 23

5.7.2 VÝPOČET NASTAVENÍ PRŮTOKU HYDRAULIKY TRAKTORU

Zvolený traktor John Deere 6105R je vybaven ovládacími prvky CommandCenter, které umožňují ovládat hodnoty průtoku na jednotlivých okruzích hydrauliky. Z toho důvodu byla vypočtena potřebná hodnota nastaveného průtoku na panelu CommandCenter:

$$Q_{TR} = \frac{60}{1000} \cdot V_g \cdot n_{HY} \quad [l/min] \quad (35)$$

kde:

V_g [cm³] je geometrický objem hydromotoru - dáno Tab. 8

n_{HY} [s⁻¹] jsou otáčky hřídele hydromotoru

$$Q_{TR} = \frac{60}{1000} \cdot 5,8 \cdot 3,85$$

$$Q_{TR} = 1,34 \text{ l/min}$$



Obr. 24 - Ovládací prvky CommandCenter[30]



5.8 Síly v páse

Norma [3] stanovuje pro správný provoz dopravníku dvě podmínky:

- 1) Dostatečný tah v pásu, aby nedocházelo k prokluzu mezi hnacím bubnem a pásem,
- 2) Dostatečný tah v pásu, aby nedocházelo k přílišnému průvěsu pásu mezi dvěma válečkovými stolicemi (popř. válečky).

5.8.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2,min} \geq F_{U,max} \cdot \frac{1}{e^{\mu_b \cdot \varphi_o} - 1} \quad [N] \quad (36)$$

kde:

$$F_{U,max} \approx F_{1,min} \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu_b \cdot \varphi_o} - 1} + 1 \right) \quad [N] \quad (37)$$

kde:

F_U	[N]	je obvodová síla na poháněcím bubnu
μ_b	[-]	je součinitel tření mezi pásem a ocelovým bubnem – dáno Tab. 1
ξ	[-]	je součinitel rozběhu – dle normy [3] str. 10 se volí v rozmezí $\xi = 1,3 \div 2$. Zvoleno $\xi = 1,7$
φ_o	[rad]	je úhel opásání bubnu – dle konstrukce $\varphi_o = \pi$

Potom maximální obvodová hnací síla je dle vzorce (37):

$$F_{U,max} = F_{1,min} = 81,621 \cdot 1,7 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,5 \cdot \pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{U,max} = F_{1,min} = 175,17N$$

Potom minimální síla v páse horní větve je dle vzorce (36):

$$F_{2,min} \geq 175,17 \cdot \frac{1}{e^{0,5 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2,min} \geq 45,97N$$



5.8.2 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

Minimální síla pro horní větev pásu:

$$F_{H,min} = \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad [N] \quad (38)$$

kde:

a_o [m] je rozteč válečkových stolic horní větve – zvoleno $a_o = 0,75$ m

q_B [kg/m] je hmotnost 1 m dopravního pásu

q_G [kg/m] je hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m pásu

g [m/s²] je gravitační zrychlení

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ [-] je největší dovolený průvěs pásu – dle normy [3] se volí v rozmezí $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,005 \div 0,02$. Zvoleno $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,01$

$$F_{H,min} = \frac{0,75 \cdot (4,12 + 1,26) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{H,min} = 494,8 \text{ N}$$

Minimální síla pro dolní větev pásu:

$$F_{D,min} = \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad [N] \quad (39)$$

kde:

a_u [m] je rozteč válečkových stolic dolní větve – zvoleno $a_u = 1,34$ m

q_B [kg/m] je hmotnost 1 m dopravního pásu

g [m/s²] je gravitační zrychlení

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ [-] je největší dovolený průvěs pásu – dle normy [3] se volí v rozmezí $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,005 \div 0,02$. Zvoleno $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,01$

$$F_{D,min} = \frac{1,34 \cdot 4,12 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{D,min} = 676,99 \text{ N}$$



5.8.3 KONTROLA TAHU V PÁSU - DOVOLENÝ PRŮVĚS MEZI VÁLEČKY

Podmínka tahu pro horní větev:

$$F_{H,min} \leq F_{2,min} \quad [N] \quad (40)$$

kde:

$F_{H,min}$ [N] je minimální síla v páse pro horní větev

$F_{2,min}$ [N] je minimální síla v páse horní větve

$$494,8 \text{ N} \leq 45,97 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad \text{podmínka NEVYHOVUJE}$$

Podmínka tahu pro dolní větev:

$$F_{D,min} \leq F_{1,min} \quad [N] \quad (41)$$

kde:

$F_{D,min}$ [N] je minimální síla v páse pro dolní větev

$F_{1,min}$ [N] je minimální síla v páse dolní větve

$$676,99 \text{ N} \leq 175,17 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad \text{podmínka NEVYHOVUJE}$$

Z vypočtených podmínek (40) a (41) plyne, že tah v páse je nedostatečný vzhledem k průvěsu pásu. Proto byla zvolena tahová síla F_1 (42) v páse dolní větve o 10% vyšší, než minimální tahová síla $F_{D,min}$ (39):

$$F_1 = 1,1 \cdot F_{D,min} \quad [N] \quad (42)$$

kde:

$F_{D,min}$ [N] je minimální síla v páse pro dolní větev

$$F_1 = 1,1 \cdot 676,99 \text{ N}$$

$$F_1 = 744,69 \text{ N}$$

Po následném přepočtu, pak tahová síla v páse horní větve:

$$F_2 = F_1 - F_U \cdot \xi \quad [N] \quad (43)$$

kde:

F_1 [N] je tahová síla v páse dolní větve

F_U [N] je obvodová síla na poháněcím bubnu

ξ [-] je součinitel rozběhu – dle normy [3] str. 10 se volí v rozmezí $\xi = 1,3 \div 2$. Zvoleno $\xi = 1,7$

$$F_2 = 744,69 - 81,621 \cdot 1,7$$



$$F_2 = 605,93 \text{ N}$$

5.8.4 NÁSLEDNÁ KONTROLA TAHU V PÁSE - DOVOLENÝ PRŮVĚS MEZI VÁLEČKY

Podmínka tahu pro horní větev:

$$F_{H,min} \leq F_2 \quad [N] \quad (44)$$

kde:

$F_{H,min}$ [N] je minimální síla v páse pro horní větev

F_2 [N] je tahová síla v páse horní větve

$$494,8 \text{ N} \leq 605,93 \text{ N} \Rightarrow \text{podmínka VYHOVUJE}$$

Podmínka tahu pro dolní větev:

$$F_{D,min} \leq F_1 \quad [N] \quad (45)$$

kde:

$F_{D,min}$ [N] je minimální síla v páse pro dolní větev

F_1 [N] je tahová síla v páse dolní větve

$$676,99 \text{ N} \leq 744,69 \text{ N} \Rightarrow \text{podmínka VYHOVUJE}$$

5.8.5 EULERŮV VZTAH

Kontrola na trakci mezi bubnem a pásem dle Eulerova vztahu:

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu_b \cdot \varphi} \quad [-]$$

kde:

F_1 [N] je tahová síla v páse dolní větve

F_2 [N] je tahová síla v páse horní větve

μ_b [-] je součinitel tření mezi pásem a ocelovým bubnem
– dáno Tab. 1

φ_o [rad] je úhel opásání bubnu – dle konstrukce $\varphi_o = \pi$

$$\frac{744,69}{605,93} \leq e^{0,5 \cdot \pi}$$

$$1,23 \leq 4,81 \Rightarrow \text{podmínka VYHOVUJE}$$

5.8.6 KONTROLA PEVNOSTI PÁSU

$$F_{max} \leq F_D \quad [N]$$

kde:

Největší tahová síla v páse:

$$F_{max} = F_1 \quad [N]$$

kde:

$$F_1 \quad [N] \quad \text{je tahová síla v páse dolní větve}$$

$$F_{max} = 744,69 \, N$$

Dovolená tahová síla v páse:

$$F_D = F_{j,p} \cdot B \quad [N]$$

kde:

$$F_{j,p} \quad [N/mm] \quad \text{je dovolená tahová síla v páse dle Tab. 1}$$

$$B \quad [mm] \quad \text{je šířka pásu}$$

$$F_D = 10 \cdot 400$$

$$F_D = 4\,000 \, N$$

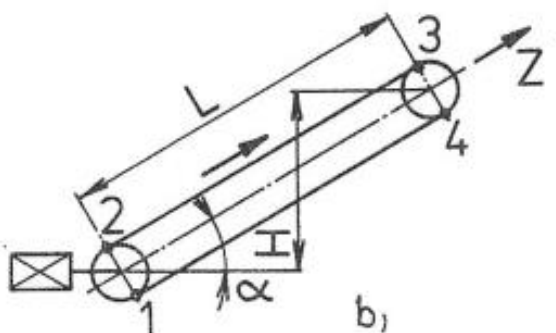
Potom kontrola pevnosti pásu:

$$744,69 \, N \leq 4\,000 \, N \Rightarrow \text{podmínka VYHOVUJE}$$

5.8.7 VÝPOČET NAPÍNACÍ SÍLY

Výpočet napínací síly byl proveden dle literatury [1] str. 155, pro pohon na podávacím konci:

$$Z = 2 \cdot (F_1 + q_B \cdot g \cdot H) = 2 \cdot (F_1 + q_B \cdot g \cdot L \cdot \sin \theta) \quad [N] \quad (46)$$



Obr. 25- Schéma pohonu na podávacím konci[1]



kde:

F_1	[N]	je tahová síla v páse dolní větve
q_B	[kg/m]	je hmotnost 1 metru dopravního pásu
g	[m/s ²]	je gravitační zrychlení
L	[m]	je délka dopravníku
θ	[°]	je pracovní sklon dopravníku

$$Z = 2 \cdot (676,99 + 4,12 \cdot 9,81 \cdot 4 \cdot \sin 45^\circ)$$

$$Z = 1582,61 \text{ N}$$

Dle literatury [1] str. 155, je doporučeno takto vypočtenou hodnotu napínací síly (46) zvýšit o 10%, aby byl zajištěn správný přenos hnací síly z bubnu na pás. Z důvodu nutného několikanásobného zvýšení tahových sil F_1 a F_2 z důvodu velkého průvěsu mezi válečky (viz. kap. 5.8.3 a kap. 5.8.4), bylo další zvýšení napínací síly o doporučenou hodnotu 10% zanedbáno.



6 Kontrolní výpočty

6.1 Napínací mechanismus

Napínání pásu je realizováno mechanicky pomocí 2 závitových tyčí namáhaných na vzpěr a na otláčení závitů matice. Závitové tyče jsou voleny M 16 x 1,5 – 250, dle normy ČSN EN 24014 [5]. Z literatury [5] str. 357 jsou rozměry závitů:

Vnější průměr závitové tyče:	$d_s = 16 \text{ mm}$
Střední průměr závitů:	$d_1 = 14,376 \text{ mm}$
Velký průměr závitů:	$d_2 = 15,026 \text{ mm}$
Malý průměr závitů:	$d_3 = 14,16 \text{ mm}$
Stoupání závitů:	$P_h = 1,5 \text{ mm}$

Dále byla zvolena matice M16 x 1,5 - ČSN EN 24034 [5]. Dle literatury [5] str. 426 je délka matice $L_M = 14,8 \text{ mm}$:

6.1.1 KONTROLA NA VZPĚR

▪ Plocha průřezu závitové tyče

$$S_T = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad [mm^2] \quad (47)$$

kde:

d_3 [mm] je malý průměr závitů

$$S_T = \frac{\pi \cdot 14,16^2}{4}$$

$$S_T = 157,48 \text{ mm}^2$$

▪ Moment setrvačnosti závitové tyče

$$I_X = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad [mm^4] \quad (48)$$

kde:

d_3 [mm] je malý průměr závitů

$$I_X = \frac{\pi \cdot 14,16^4}{64}$$

$$I_X = 1973,44 \text{ mm}^4$$



▪ **Poloměr setrvačnosti průřezu závitové tyče**

$$i = \sqrt{\frac{I_X}{S_T}} \quad [mm] \quad (49)$$

kde:

I_X [mm⁴] je moment setrvačnosti závitové tyče

S_T [mm²] je plocha průřezu závitové tyče

$$i = \sqrt{\frac{1973,44}{157,48}}$$

$$i = 3,54 \text{ mm}$$

▪ **Štíhlostní poměr**

$$\lambda = \frac{l_{Red}}{i} \quad [-] \quad (50)$$

kde:

l_{Red} [mm] je redukovaná délka závitové tyče – dle konstrukce
 $l_{Red} = 150 \text{ mm}$

i [mm] je poloměr setrvačnosti závitové tyče

$$\lambda = \frac{150}{3,54}$$

$$\lambda = 42,37$$

Pro $\lambda < 60 \Rightarrow$ kontrola bezpečnosti závitové tyče pouze na prostý tlak.

6.1.2 KONTROLA TLAKU NA ZÁVITOVOU TYČ

$$\sigma_t = \frac{\frac{Z}{2}}{A} \leq \sigma_{D,t} \quad [MPa] \quad (51)$$

kde:

Z [N] je napínací síla

$\sigma_{D,t}$ [MPa] je dovolené napětí v tlaku – ze zdroje [5] je $\sigma_{D,t} = 120 \text{ MPa}$



Průřez jádra závitové tyče:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad [mm^2] \quad (52)$$

kde:

d_2 [mm] je velký průměr závitu

d_3 [mm] je malý průměr závitu

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{15,026 + 14,16}{2} \right)^2$$

$$A = 167,25 \text{ mm}^2$$

Potom kontrola tlaku na závitovou tyč:

$$\sigma_t = \frac{\frac{1582,61}{2}}{167,25} \leq 120$$

$$\sigma_t = 4,73 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

6.1.3 KONTROLA NA OTLAČENÍ ZÁVITU MATICE

$$\sigma_d = \frac{\frac{Z}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_1^2) \cdot n_Z} \leq \sigma_{D,d} \quad [MPa] \quad (53)$$

kde:

Z [N] je napínací síla

d_s [mm] je vnější průměr závitové tyče:

d_2 [mm] je velký průměr závitu

$\sigma_{D,d}$ [MPa] je dovolené napětí v tlaku v závitech matice - ze zdroje [4]
str. 453, tab. 8-15, pro pevnostní třídu šroubu 4.6 je
 $\sigma_{D,d} = 50 \text{ MPa}$

Počet nosných závitů matice:

$$n_Z = \frac{L_M}{P_h} \quad [-] \quad (54)$$

kde:



L_M [mm] je výška matice

P_h [mm] je stoupání závitu závitové tyče

$$n_z = \frac{14,8}{1,5}$$

$$n_z = 9,87 \text{ závitů} \approx 9 \text{ závitů}$$

Potom kontrola na otláčení závitu matice:

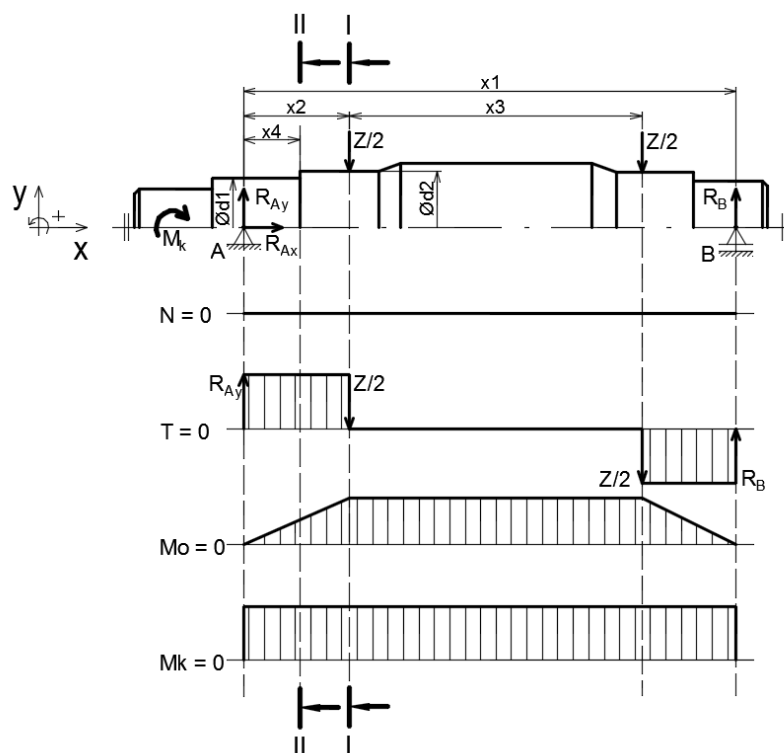
$$\sigma_d = \frac{\frac{1582,61}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot (16^2 - 14,376^2) \cdot 9} \leq 50$$

$$\sigma_d = 2,27 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

6.2 Kontrolní výpočet hřídele hnacího bubnu

Hřídel hnacího bubnu je z materiálu S 235 JR (1.0038). Jedná se o konstrukční ocel obvyklé jakosti vhodné ke svařování. Dle literatury [5] se hodnota meze kluzu tohoto materiálu pohybuje v rozmezí $R_e = 186 \div 250 \text{ MPa}$. Bylo zvoleno $R_e = 200 \text{ MPa}$.

6.2.1 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ PRŮBĚHU VVÚ HŘÍDELE



Obr. 26 - Grafické znázornění průběhu VVÚ hřídele hnacího bubnu (autor)



Z Obr. 26 je patrné, že největší ohybový moment působí v průřezu I. Dále v průřezu II byla z konstrukčních důvodů hřídel osazena a bylo nutné provést kontrolu i v tomto nebezpečném průřezu.

6.2.2 VÝPOČET REAKCÍ

- Z konstrukce hřídele hnacího bubnu byly zjištěny tyto hodnoty:

Rozměr hřídele 1:	$x_1 = 630 \text{ mm}$
Rozměr hřídele 2:	$x_2 = 102,5 \text{ mm}$
Rozměr hřídele 3:	$x_3 = 425 \text{ mm}$
Rozměr hřídele 4:	$x_4 = 75 \text{ mm}$
Průměr hřídele 1:	$\varnothing d_1 = 35 \text{ mm}$
Průměr hřídele 2:	$\varnothing d_2 = 45 \text{ mm}$

- Rovnováha sil:

$$\sum T = 0 \quad R_{Ay} + R_B - \frac{Z}{2} - \frac{Z}{2} = 0 \quad (55)$$

$$\sum N = 0 \quad R_{Ax} = 0 \quad (56)$$

- Rovnováha momentů k místu A:

$$\sum M_A = 0 \quad R_B \cdot x_1 - \frac{Z}{2} \cdot (x_2 + x_3) - \frac{Z}{2} \cdot x_2 = 0 \quad (57)$$

- Výpočet silové reakce R_B z rovnice (57):

$$R_B = \frac{\frac{Z}{2} \cdot (x_2 + x_3) + \frac{Z}{2} \cdot x_2}{x_1} \quad [N] \quad (58)$$

kde:

Z	[N]	je napínací síla
x_1	[mm]	je rozměr hřídele 1
x_2	[mm]	je rozměr hřídele 2
x_3	[mm]	je rozměr hřídele 3



$$R_B = \frac{\frac{1582,61}{2} \cdot (102,5 + 425) + \frac{Z}{2} \cdot 102,5}{630}$$

$$R_B = 791,305 \text{ N}$$

- **Výpočet silové reakce R_{Ay} z rovnice (55):**

$$R_{Ay} = \frac{Z}{2} + \frac{Z}{2} - R_B \quad [\text{N}] \quad (59)$$

kde:

Z [N] je napínací síla

R_B [N] je silová reakce v místě B ve směru osy y

$$R_A = \frac{1582,61}{2} + \frac{1582,61}{2} - 791,305$$

$$R_A = 791,305 \text{ N}$$

6.2.3 VÝPOČET OHYBOVÝCH MOMENTŮ V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH

- **Průřez I:**

$$M_{o,I} = R_{Ay} \cdot x_4 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (60)$$

kde:

R_{Ay} [N] je silová reakce v místě A ve směru osy y

x_4 [mm] je rozměr hřídele 4

$$M_{o,I} = 791,305 \cdot 75$$

$$M_{o,I} = 59\,347,88 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- **Průřez II:**

$$M_{o,II} = R_{Ay} \cdot x_2 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (61)$$

kde:

R_{Ay} [N] je silová reakce v místě A ve směru osy y

x_2 [mm] je rozměr hřídele 2

$$M_{o,II} = 791,305 \cdot 102,5$$

$$M_{o,II} = 81\,108,76 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

**6.2.4 VÝPOČET MODULŮ PRUŽNOSTI V OHYBU V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH****▪ Průřez I:**

$$W_{o,I} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \quad [mm^3] \quad (62)$$

kde:

 d_1 [mm] je průměr hřídele 1

$$W_{o,I} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32}$$

$$W_{o,I} = 4\,209,24 \, mm^3$$

▪ Průřez II:

$$W_{o,II} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \quad [mm^3] \quad (63)$$

kde:

 d_2 [mm] je průměr hřídele 2

$$W_{o,II} = \frac{\pi \cdot 45^3}{32}$$

$$W_{o,II} = 8\,946,18 \, mm^3$$

6.2.5 VÝPOČET OHYBOVÝCH NAPĚTÍ V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH**▪ Průřez I:**

$$\sigma_{o,I} = \frac{M_{o,I}}{W_{o,I}} \quad [MPa] \quad (64)$$

kde:

 $M_{o,I}$ [N.mm] je ohybový moment v průřezu I $W_{o,I}$ [mm³] je modul pružnosti v ohybu v průřezu I

$$\sigma_{o,I} = \frac{59\,347,88}{4\,209,24}$$

$$\sigma_{o,I} = 14,1 \, MPa$$



▪ **Průřez II:**

$$\sigma_{o,II} = \frac{M_{o,II}}{W_{o,II}} \quad [MPa] \quad (65)$$

kde:

$M_{o,II}$ [N.mm] je ohybový moment v průřezu II

$W_{o,II}$ [mm³] je modul pružnosti v ohybu v průřezu II

$$\sigma_{o,II} = \frac{81\,108,76}{8\,946,18}$$

$$\sigma_{o,II} = 9,07 \text{ MPa}$$

6.2.6 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU

$$M_K = F_{U,max} \cdot \frac{D}{2} \quad [N \cdot mm] \quad (66)$$

kde:

$F_{U,max}$ [N] je maximální obvodová síla

D [mm] je vnější průměr hnacího bubnu

$$M_K = 175,17 \cdot \frac{190}{2}$$

$$M_K = 16\,641,15 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

6.2.7 VÝPOČET MODULŮ PRUŽNOSTI V KRUTU V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH

▪ **Průřez I:**

$$W_{K,I} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} \quad [mm^3] \quad (67)$$

kde:

d_1 [mm] je průměr hřídele 1

$$W_{K,I} = \frac{\pi \cdot 35^3}{16}$$

$$W_{K,I} = 8\,418,49 \text{ mm}^3$$



▪ **Průřez II:**

$$W_{K,II} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} \quad [mm^3] \quad (68)$$

kde:

d_2 [mm] je průměr hřídele 2

$$W_{K,II} = \frac{\pi \cdot 45^3}{16}$$

$$W_{K,II} = 17\,892,35 \text{ mm}^3$$

6.2.8 VÝPOČET SMYKOVÝCH NAPĚTÍ V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH

▪ **Průřez I:**

$$\tau_{K,I} = \frac{M_K}{W_{K,I}} \quad [MPa] \quad (69)$$

kde:

M_K [N.mm] je kroutící moment hřídele hnacího bubnu

$W_{K,I}$ [mm³] je modul pružnosti v krutu v průřezu I

$$\tau_{K,I} = \frac{16\,641,15}{8\,418,49}$$

$$\tau_{K,I} = 1,98 \text{ MPa}$$

▪ **Průřez II:**

$$\tau_{K,II} = \frac{M_K}{W_{K,II}} \quad [MPa] \quad (70)$$

kde:

M_K [N.mm] je kroutící moment hřídele hnacího bubnu

$W_{K,II}$ [mm³] je modul pružnosti v krutu v průřezu II

$$\tau_{K,II} = \frac{16\,641,15}{17\,892,35}$$

$$\tau_{K,II} = 0,93 \text{ MPa}$$



6.2.9 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH

Redukované napětí bylo vypočteno dle teorie HMM.

▪ **Průřez I:**

$$\sigma_{red,I} = \sqrt{\sigma_{o,I}^2 + 3 \cdot \tau_{K,I}^2} \quad [MPa] \quad (71)$$

kde:

$\sigma_{o,I}$ [MPa] je napětí v ohybu hřídele v průřezu I

$\tau_{K,I}$ [MPa] je napětí v krutu hřídele v průřezu I

$$\sigma_{red,I} = \sqrt{14,1^2 + 3 \cdot 1,98^2}$$

$$\sigma_{red,I} = 14,51 \text{ MPa}$$

▪ **Průřez II:**

$$\sigma_{red,II} = \sqrt{\sigma_{o,II}^2 + 3 \cdot \tau_{K,II}^2} \quad [MPa] \quad (72)$$

kde:

$\sigma_{o,II}$ [MPa] je napětí v ohybu hřídele v průřezu II

$\tau_{K,II}$ [MPa] je napětí v krutu hřídele v průřezu II

$$\sigma_{red,II} = \sqrt{9,07^2 + 3 \cdot 0,93^2}$$

$$\sigma_{red,II} = 9,21 \text{ MPa}$$

6.2.10 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MSP

▪ **Průřez I:**

$$k_{MSP,I} = \frac{R_e}{\sigma_{red,I}} \quad [-] \quad (73)$$

kde:

R_e [MPa] je mez kluzu materiálu hřídele (viz. kap. 6.2)

$\sigma_{red,I}$ [MPa] je redukované napětí v průřezu I

$$k_{MSP,I} = \frac{200}{14,51}$$

$$k_{MSP,I} = 13,78$$



▪ **Průřez II:**

$$k_{MSP,II} = \frac{R_e}{\sigma_{red,II}} \quad [-] \quad (74)$$

kde:

R_e [MPa] je mez kluzu materiálu hřídele (viz. kap. 6.2)

$\sigma_{red,II}$ [MPa] je redukované napětí v průřezu II

$$k_{MSP,II} = \frac{200}{9,21}$$

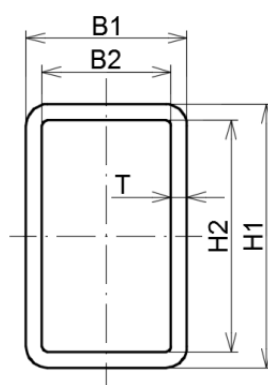
$$k_{MSP,II} = 21,72$$

Vzhledem k vypočteným hodnotám bezpečnosti jednotlivých průřezů I,II dle rovnic (73) a (74) je patrné, že je téměř nadbytečné počítat bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy (MSÚ).

6.3 Kontrolní výpočet rámu dopravníku na ohyb

Kontrolní výpočet rámu na ohyb byl proveden pouze v poloze, kdy dopravník svírá s rovinnou zemí úhel 0° . Při takovém úhlu je namáhání dopravníku největší. Z výkresového programu Autodesk Inventor Professional 2014 byla zjištěna celková hmotnost dopravníku bez přepravovaného materiálu $m_D = 280$ kg.

Nosný rám dopravníku byl navržen ze dvou obdelníkových profilů ČSN EN 10219-2 o rozměrech 100x60x3 a materiálu S235JR (1.0038) s mezí kluzu v rozsahu $R_{Re} = 186 \div 250$ MPa dle [5]. Bylo zvoleno $R_{Re} = 200$ MPa:



Obr. 27 - Obdelníkový profil 100x60x3 - ČSN EN 10219-2 (autor)

Z Obr. 27 jsou známy tyto rozměry:

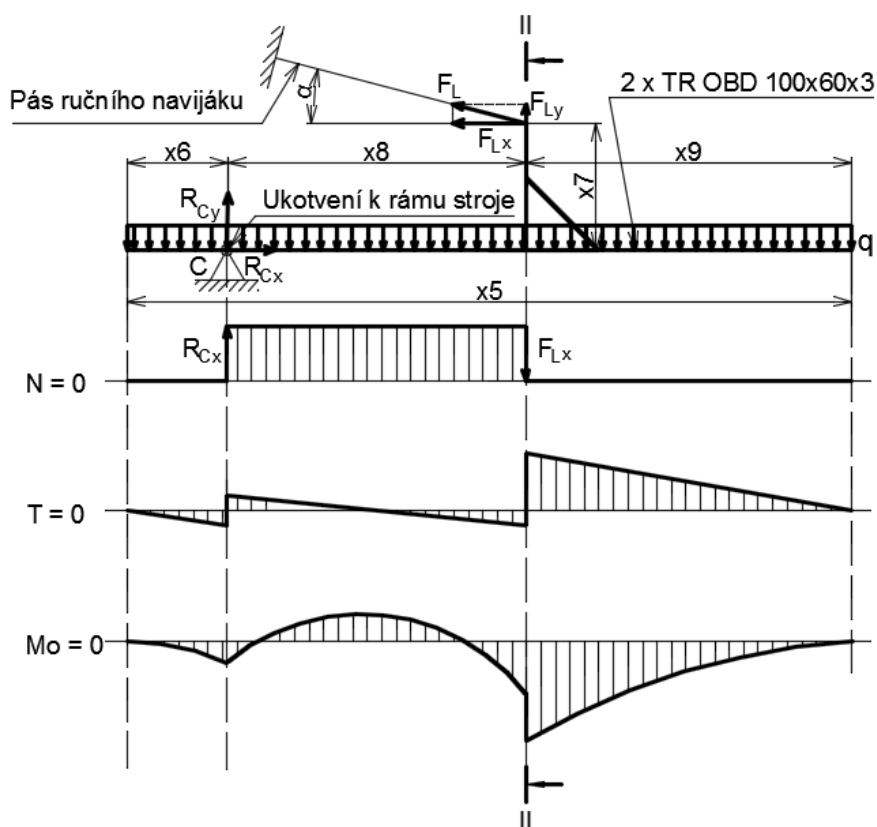
Rozměr obdelníkového profilu 1

$$B_1 = 60 \text{ mm}$$



Rozměr obdélníkového profilu 2	$B_2 = 54 \text{ mm}$
Rozměr obdélníkového profilu 1	$H_1 = 100 \text{ mm}$
Rozměr obdélníkového profilu 2	$H_2 = 94 \text{ mm}$
Rozměr obdélníkového profilu	$T = 3 \text{ mm}$

6.3.1 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ PRŮBĚHU VVÚ RÁMU



Obr. 28 - Grafické znázornění průběhu VVÚ rámu dopravníku (autor)

Z Obr. 28 je patrné, že největší ohybový moment působí v průřezu II. Z toho důvodu byl proveden výpočet pouze v tomto místě.

- Z konstrukce dopravníku byly zjištěny tyto hodnoty dle (Obr. 28):

Rozměr rámu 5:	$x_5 = 3\,870 \text{ mm}$
Rozměr rámu 6:	$x_6 = 235 \text{ mm}$
Rozměr rámu 7:	$x_7 = 125 \text{ mm}$
Rozměr rámu 8:	$x_8 = 1\,755 \text{ mm}$
Rozměr rámu 9:	$x_9 = 1\,880 \text{ mm}$



Úhel mezi lanem navijáku a rovinnou zemí: $\alpha = 25^\circ$

6.3.2 VÝPOČET CELKOVÉ HMOTNOSTI DOPRAVNÍKU

$$m_{CD} = m_D + (q_G + q_B) \cdot L \quad [kg] \quad (75)$$

kde:

m_D [kg] je hmotnost dopravníku bez dopravovaného materiálu

q_G [kg/m] je hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m pásu

q_B [kg/m] je hmotnost 1 m pásu

L [m] je délka dopravníku

$$m_{CD} = 280 + (1,26 + 4,12) \cdot 4$$

$$m_{CD} = 301,52 \text{ kg}$$

6.3.3 VÝPOČET SPOJITÉHO ZATÍŽENÍ RÁMU

$$q = \frac{F_C}{x_5} \quad [N/mm] \quad (76)$$

kde:

x_5 [mm] je rozměr rámu 5

Celková síla od hmotnosti dopravníku a jeho nákladu:

$$F_C = m_{CD} \cdot g \quad [N] \quad (77)$$

kde:

m_{CD} [kg] je hmotnost dopravníku s nákladem

g [m/s²] je gravitační zrychlení

$$F_C = 301,52 \cdot 9,81$$

$$F_C = 2\,957,9 \text{ N}$$

Potom spojitě zatížení rámu je dle vzorce (76):

$$q = \frac{2\,957,9}{3\,870}$$

$$q = 0,76 \text{ N/mm}$$



6.3.4 VÝPOČET REAKCÍ

- **Rovnováha sil:**

$$\sum T = 0 \quad R_{Cy} - q \cdot (x_5) + F_{Ly} = 0 \quad (78)$$

$$\sum N = 0 \quad R_{Cx} - F_{Lx} = 0 \quad (79)$$

- **Rovnováha momentů k místu C:**

$$\sum M_C = 0 \quad F_{Ly} \cdot x_8 + F_{Lx} \cdot x_7 + q \cdot \frac{x_6^2}{2} - q \cdot \frac{(x_5^2 - x_6^2)}{2} = 0 \quad (80)$$

V rovnicích (78), (79), (80) se vyskytují 4 neznámé členy R_{Cy} , R_{Cx} , F_{Lx} , F_{Ly} . Z toho důvodu bylo zapotřebí napsat další rovnice:

$$F_{Lx} = F_L \cdot \cos \alpha \quad [N] \quad (81)$$

$$F_{Ly} = F_L \cdot \sin \alpha \quad [N]$$

- **Výpočet síly v páse ručního navijáku F_L z rovnic (80), (81):**

$$F_L = \frac{q \cdot [(x_5 - x_6)^2 - x_6^2]}{2 \cdot (x_8 \cdot \sin \alpha + x_7 \cdot \cos \alpha)} \quad [N] \quad (82)$$

kde:

q	[N/mm]	je spojité zatížení dopravníku
x_5	[mm]	je rozměr rámu 5
x_6	[mm]	je rozměr rámu 6
x_7	[mm]	je rozměr rámu 7
x_8	[mm]	je rozměr rámu 8
α	[°]	je úhel mezi lanem navijáku a rovinnou zemí

$$F_L = \frac{0,76 \cdot [(3\,870 - 235)^2 - 235^2]}{2 \cdot (1\,755 \cdot \sin 25^\circ + 125 \cdot \cos 25^\circ)}$$

$$F_L = 5\,848,11 \, N$$



▪ **Výpočet silové reakce R_{Cy} z rovnice (78), (81):**

$$R_{Cy} = q \cdot x_5 - F_{Ly} = q \cdot x_5 - F_L \cdot \sin \alpha \quad [N] \quad (83)$$

kde:

q	[N/mm]	je spojitě zatížení dopravníku
x_5	[mm]	je rozměr rámu 5
F_L	[N]	je síla v páse ručního navijáku
α	[°]	je úhel mezi lanem navijáku a rovinnou zemí

$$R_{Cy} = 0,76 \cdot 3\,870 - 5\,848,11 \cdot \sin 25^\circ$$

$$R_{Cy} = 469,68 \text{ N}$$

▪ **Výpočet silové reakce R_{Cx} z rovnice (79), (81):**

$$R_{Cx} = F_{Lx} = F_L \cdot \cos \alpha \quad [N] \quad (84)$$

kde:

F_L	[N]	je síla v páse ručního navijáku
α	[°]	je úhel mezi lanem navijáku a rovinnou zemí

$$R_{Cx} = 5\,848,11 \cdot \cos 25^\circ$$

$$R_{Cx} = 5\,300,19 \text{ N}$$

6.3.5 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V NEBEZPEČNÉM PRŮŘEZU II

$$M_{oR,II} = -R_{Cy} \cdot x_8 + q \cdot \frac{(x_6 + x_8)^2}{2} + F_L \cdot \cos \alpha \cdot x_7 \quad [N \cdot mm] \quad (85)$$

kde:

R_{Cy}	[N]	je silová reakce v místě C ve směru osy y
x_8	[mm]	je rozměr rámu 8
q	[N/mm]	je spojitě zatížení dopravníku
x_6	[mm]	je rozměr rámu 6
F_L	[N]	je síla v páse ručního navijáku
α	[°]	je úhel mezi lanem navijáku a rovinnou zemí



x_7 [mm] je rozměr rámu 7

$$M_{oR,II} = -469,68 \cdot 1\,755 + 0,76 \cdot \frac{(235 + 1755)^2}{2} + 5\,848,11 \cdot \cos 25^\circ \cdot 1\,755$$

$$M_{oR,II} = 1\,343\,073,05 \text{ N.mm}$$

6.3.6 VÝPOČET MODULU PRUŽNOSTI V OHYBU V NEBEZPEČNÉM PRŮŘEZU II

$$W_{oR,II} = \frac{B_1 \cdot H_1^3 - B_2 \cdot H_2^3}{6 \cdot H_1} \quad [mm^3] \quad (86)$$

kde:

B_1 [mm] je rozměr obdélníkového profilu 1

H_1 [mm] je rozměr obdélníkového profilu 1

B_2 [mm] je rozměr obdélníkového profilu 2

H_2 [mm] je rozměr obdélníkového profilu 2

$$W_{oR,II} = \frac{60 \cdot 100^3 - 54 \cdot 94^3}{6 \cdot 100}$$

$$W_{oR,II} = 25\,247,44 \text{ mm}^3$$

6.3.7 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ V NEBEZPEČNÉM PRŮŘEZU II

$$\sigma_{oR,II} = \frac{M_{oR,II}}{2 \cdot W_{oR,II}} \quad [MPa] \quad (87)$$

kde:

$M_{oR,II}$ [N.mm] je ohybový moment rámu v průřezu II

$W_{oR,II}$ [mm³] je modul pružnosti v ohybu rámu v průřezu II

$$\sigma_{oR,II} = \frac{1\,343\,073,05}{2 \cdot 25\,247,44}$$

$$\sigma_{oR,II} = 26,6 \text{ MPa}$$

**6.3.8 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MSP V PRŮŘEZU II**

$$k_{MSP,RII} = \frac{R_{R,e}}{\sigma_{oR,II}} \quad [-] \quad (88)$$

kde:

$R_{R,e}$ [N.mm] je mez kluzu materiálu rámu (viz. kap. 6.3)

$\sigma_{oR,II}$ [MPa] je napětí v ohybu rámu v průřezu II

$$k_{MSP,I} = \frac{200}{26,6}$$

$$k_{MSP,I} = 7,52$$

Z vypočtené bezpečnosti (88) je patrné, že navržený profil nosného rámu pásového dopravníku je dostatečný vzhledem k namáhání celého dopravníku.



Závěr

Cílem bakalářské práce byl rešeršní rozbor koncepce pásového dopravníku s daným sklonem dopravy, návrh konstrukce zalamovacího a výškově stavitelného pásového dopravníku, funkční a pevnostní výpočet vybraných částí dopravníku. Dále pak jednotlivé výkresy navrženého dopravníku.

Rešeršní rozbor byl proveden v první části práce, kde byly popsány možné konstrukce pásových dopravníků pro daný sklon dopravy.

Konstrukce a jednotlivé komponenty dopravníku byly voleny tak, aby dopravník vyhovoval zadaným požadavkům.

Funkční výpočet byl proveden dle platné normy ČSN ISO 5048. Na základě těchto výpočtů byly stanoveny jednotlivé parametry dopravníku (šířka dopravního pásu, výkon pohonu, velikost napínací síly pásu).

V poslední části práce byly řešeny kontrolní výpočty vybraných částí pásového dopravníku. Mezi tyto výpočty spadala kontrola napínacího zařízení na vzpěr, kontrola hřídele na ohyb a v poslední řadě kontrola nosného rámu na ohyb způsobený celkovou vahou dopravníku i s jeho nákladem. Všechny tyto výpočty vyšly jako vyhovující pro správnou funkci dopravníku.

Výkresová dokumentace byla zaměřena na sestavu pásového dopravníku s příslušnými kusovníky. K sestavě byl přiložen podsestavný výkres rámu dopravníku.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Literatura:

- [1] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, VUT Brno 1988
- [2] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [3] ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 15 s.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [6] Interní materiál firmy Strojírny podzimek s.r.o.: *METSO MINERALS GmbH, Flexowell manual 2002*.

Internet:

- [7] *Gumex: Dopravníkové pásy*, [online]. [citováno 1.dubna 2017] Dostupné z: https://www.gumex.cz/files/catalog/07_dopravn%C3%ADkov%C3%A9%20p%C3%A1sy_CZ_11_final.pdf
- [8] Beltcon: Flexible sidewalls pocket belts, [online]. [citováno 1.dubna 2017] Dostupné z: <http://www.beltcon.org.za/docs/b1513.pdf>
- [9] STUPAVSKÝ, Vladimír, Tomáš HOLÝ. *Dřevní štěpka: zelená, hnědá, bílá* [online]. [citováno 1.dubna 2017]. ISSN 1801-2655. Dostupné z: <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>
- [10] *Chemfab: Dopravní pásy*, [online]. [citováno 15.dubna 2017] Dostupné z: <http://www.chemfab.cz/dopravni-pasy.html>
- [11] *FEM a napěťová analýza*, [online]. [citováno 1.dubna 2017] Dostupné z: <https://www.cad.cz/pdmlm/7-2007/1365-fem-a-napetova-analyza.html>
- [12] *GTK, spol. s.r.o.: Bubny k pásovým dopravníkům*, [online]. [citováno 13.dubna 2017] Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=bubny&language=de>
- [13] *Patentované teplo: Špalíkovač*, [online]. [citováno 10.dubna 2017] Dostupné z: <http://www.patentovaneteplo.cz/spalikovac/>
- [14] *Ammeraal Beltech s.r.o.: Technický list unašečů*, [online]. [citováno 25.dubna 2017] Dostupné z: <http://www.ttuma.cz/files/TECHNICK%C3%89%20LISTY/Unasece.pdf>



- [15] *Dunlop: Belt conveyor design - Dunlop*, [online]. [citováno 1.dubna 2017] Dostupné z: <https://www.slideshare.net/RicardoGarayReinoso/belt-conveyor-designdunlop>
- [16] *Rulmeca Holding S.p.A.: PSV1 - FHD*, [online]. [citováno 1.března 2017] Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/PSV1-FHD_63N.pdf
- [17] *Rulmeca Holding S.p.A.: Ordering codes*, [online]. [citováno 1.března 2017] Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/2.4%20ordering_code.pdf
- [18] *Svářečky obchod: Ruční naviják*, [online]. [citováno 5.března 2017] Dostupné z: <https://www.svarecky-obchod.cz/dokumenty/27838.pdf>
- [19] *GTK, spol. s.r.o.: Bubny pásových dopravníků*, [online]. [citováno 5.března 2017] Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=bubny&language=cz>
- [20] *Gumex: Unašeč příčný PVC - zelený*, [online]. [citováno 5.března 2017] Dostupné z: <https://www.gumex.cz/unasec-pricny-pvc-zeleny-24780.html>
- [21] *Kešner a.s.: Pásový dopravník trubkový*, [online]. [citováno 7.března 2017] Dostupné z: <http://www.kesner.cz/cz/produkt/pasovy-dopravnik-trubkovy-pdt/>
- [22] *GermanBelt: Steilfördergurte für die spezifischen Anforderungen der Steilfördertechnik*, [online]. [citováno 7.března 2017] Dostupné z: <http://www.germanbelt.com/produkte/foerdergurte/steilfoerdergurte.html>
- [23] *Reko s.r.o.: Gumové pásy*, [online]. [citováno 10.března 2017] Dostupné z: <http://www.reko-sro.cz/gumove-pasy.htm>
- [24] *Kešner a.s.: Strmý pásový dopravník*, [online]. [citováno 10.března 2017] Dostupné z: <http://www.kesner.cz/cz/produkt/strmy-pasovy-dopravnik-spd/>
- [25] *Ilchman Fordertechnik GmbH: Belt conveyors*, [online]. [citováno 11.března 2017] Dostupné z: <http://www.ilchmann.biz/en/products/belt-conveyors/properties.html>
- [26] *MAXIM Pneu s.r.o.: Dvourychlostní ruční naviják Dragon Winch DWK 25V*, [online]. [citováno 13.března 2017] Dostupné z: <http://www.dragonwinch.cz/prenosne/dwk-25v/>
- [27] *C.C.Components Pty. Ltd.: Chevron cleated rubber conveyor belt*, [online]. [citováno 14.března 2017] Dostupné z: <http://www.cccomponents.com.au/products/rubber-conveyor-belt/chevron-cleated-incline-rubber-conveyor-belting/>
- [28] *Daňhel agro a.s.: Traktory John Deere řady 6R*, [online]. [citováno 21.března 2017] Dostupné z: http://www.danhel.cz/files/product/traktory_john_deere_rady_6r.pdf
- [29] *Jihostroj a.s.: Katalog zubových motorů PM23*, [online]. [citováno 6.května 2017] Dostupné z: http://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/katalogy_2015/PM23-Katalog%20zubov%C3%BDch%20motor%C5%AF_v2.4_NZ.pdf
- [30] *John Deere: Streamlines Precision Ag Capabilities with Generation 4 Command Center Premium Activation*, [online]. [citováno 21.března 2017] Dostupné z:



https://www.deere.com/en_US/corporate/our_company/news_and_media/press_releases/2015/agriculture/2015dec9-generation-four.page

- [31] *Progles: Druhy dříví*, [online]. [citováno 6.května 2017] Dostupné z: http://stipanedrivi.progles.cz/cs/druhy_drivi.html [citováno 6.května 2017]
- [32] *Ammeraal Beltech s.r.o.: Technický list pásu*, [online]. [citováno 6.května 2017] Dostupné z: <http://www.ttuma.cz/files/TECHNICK%C3%89%20LISTY/flexam-A18.pdf>
- [33] *Ammeraal Beltech s.r.o.: Technický list vlnovce*, [online]. [citováno 6.května 2017] Dostupné z: <http://www.ttuma.cz/files/TECHNICK%C3%89%20LISTY/vlnovecbk45.pdf>
- [34] *Rulmeca Holding S.p.A.: Guide rollers*, [online]. [citováno 12.května 2017] Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Guide_rollers.pdf
- [35] *Trans project: beben napedowy*, [online]. [citováno 12.května 2017] Dostupné z: <http://www.transproject.pl/produkt/beben-napedowy/>



Seznam použitých zkratk a symbolů

$\left(\frac{h}{a}\right)_{\text{adm}}$	[-]	Největší dovolený průvės pásu
A	[mm ²]	Průřez jádra závitové tyče
A ₁₀₀	[mm ²]	Celková plocha průřezu náplně unašeče
a _o	[mm]	Rozteč válečkových stolic horní větve dopravníku
a _u	[mm]	Rozteč válečkových stolic dolní větve dopravníku
A _α	[mm ²]	Vodorovná plocha průřezu náplně unašeče
A _β	[mm ²]	Přídavná plocha průřezu náplně unašeče od sypného úhlu materiálu
B	[mm]	Šířka pásu
B ₁	[mm]	Rozměr profilu rámu
B ₂	[mm]	Rozměr profilu rámu
B _{ef}	[mm]	Efektivní šířka pásu
B _{min}	[mm]	Minimální šířka pásu
B _{min,ef}	[mm]	Minimální efektivní šířka pásu
B _{un}	[mm]	Délka unašeče
B _{VL}	[mm]	Šířka vlnovce na páse
d	[mm]	Tloušťka pásu
D	[mm]	Průměr hnacího i hnaného bubnu
d ₁	[mm]	Střední průměr závitu
d ₂	[mm]	Velký průměr závitu
d ₃	[mm]	Malý průměr závitu
d _o	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
d _s	[mm]	Vnější průměr závitové tyče
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah v páse
F ₁	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech s vlnovcem
F ₁	[N]	Tahová síla v páse dolní větve
F _{1,min}	[N]	Minimální síla v páse dolní větve
F _{1x}	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech bez vlnovce
F ₂	[N]	Tahová síla v páse horní větve
F _{2,min}	[N]	Minimální síla v páse horní větve
F _{ba}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a urychlování materiálu



F_C	[N]	Celková síla dopravníku i s nákladem
F_D	[N]	Dovolená tahová síla v páse
$F_{D,min}$	[N]	Minimální síla dolní větve podle průvěsu pásu
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopr. mat. a bočním vedením v oblasti urychlování
$F_{H,min}$	[N]	Minimální síla horní větve podle průvěsu pásu
$F_{j,p}$	[N]	Dovolená tahová síla v páse na 1 mm šířky pásu
F_L	[N]	Dovolená tažná síla v laně navijáku
F_L	[N]	Síla v laně navijáku
F_{Lx}	[N]	Síla v laně ve směru osy x
F_{Ly}	[N]	Síla v laně ve směru osy y
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v páse
F_N	[N]	Odpory vedlejší
F_{S1}	[N]	Odpory hlavní přídavné
F_{S2}	[N]	Odpory vedlejší přídavné
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách bubnu
F_T	[N]	Vektorový součet tahů v páse a tíhových sil otáčejících se částí bubnu
F_U	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
$F_{U,max}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[mm]	Výška unašeče
H	[mm]	Dopravní výška
H_1	[mm]	Rozměr profilu rámu
H_2	[mm]	Rozměr profilu rámu
H_V	[mm]	Výška vlnovce
i	[mm]	Poloměr setrvačnosti
I_m	[kg.h ⁻¹]	Hmotnostní výkon dopravníku
I_V	[m ³ .s ⁻¹]	Objemový výkon dopravníku
I_x	[mm ⁴]	Moment setrvačnosti
$k_{MSP,I}$	[-]	Bezpečnost hnací hřídele vzhledem k MSP v průřezu I
$k_{MSP,II}$	[-]	Bezpečnost hnací hřídele vzhledem k MSP v průřezu II
$k_{MSP,RII}$	[-]	Bezpečnost rámu k MSP v průřezu II
L	[m]	Délka dopravníku



l_K	[m]	Rozteč mezi unašeči
L_M	[mm]	Výška matice
l_{Red}	[mm]	Redukovaná délka
$L_{VL,1}$	[mm]	Délka vlnovce na 1 metr pásu
m_{CD}	[kg]	Celková hmotnost dopravníku i s nákladem
m_D	[kg]	Hmotnost samotného dopravníku
M_k	[N.mm]	Krouticí moment hřídele hnaného bubnu
m_M	[kg]	Hmotnost materiálu na celém dopravníku
$M_{o,I}$	[N.mm]	Ohybový moment v průřezu I
$M_{o,II}$	[N.mm]	Ohybový moment v průřezu II
$M_{oR,II}$	[N.mm]	Ohybový moment rámu v průřezu II
n_D	[-]	Počet podpěrných válečků dolní větve
n_H	[-]	Počet podpěrných válečků horní větve
n_{HY}	[s ⁻¹]	Otáčky hydromotoru
n_S	[-]	Počet strážních válečků horní i spodní větve dopravníku
n_Z	[-]	Počet nosných závitů matice
P	[W]	Provozní výkon poháněcího motoru zvýšený o 50%
P_A	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
P_h	[mm]	Stoupání závitu
P_M	[W]	Provozní výkon poháněcího motoru
P_{VL}	[mm]	Rozteč vln vlnovce
q	[N/mm]	Spojitě zatížení od dopravovaného materiálu
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí podpěrných válečků
q_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí strážních válečků
q_B	[kg/m]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu
q_G	[kg/m]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr pásu
$Q_{H,max}$	[l/min]	Maximální průtok od hydrogenerátoru traktoru
Q_m	[kg/h]	Hmotnostní výkon
q_p	[kg/m ²]	Hmotnost pásu
q_{RO}	[kg/m]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky horní větve
q_{RU}	[kg/m]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky dolní větve
Q_{TR}	[l/min]	Nastavený průtok traktoru
Q_{un}	[kg/m]	Hmotnost 1 metru unašeče



q_{VL}	[kg/m]	Hmotnost vlnovce na 1 metr pásu
R_{Ax}	[N]	Silová reakce v místě A ve směru osy x
R_{Ay}	[N]	Silová reakce v místě A ve směru osy y
R_B	[N]	Silová reakce v místě B ve směru osy y
R_{Cx}	[N]	Silová reakce v místě C ve směru osy x
R_{Cy}	[N]	Silová reakce v místě C ve směru osy y
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu hnací hřídele
$R_{R,e}$	[MPa]	Mez kluzu nosného rámu dopravníku
S_T	[mm ²]	Plocha průřezu závitové tyče
T	[mm]	Rozměr profilu rámu
t_{VL}	[mm]	Tloušťka vlnovce
$T_{VP,min}$	[mm]	Vůle mezi vlnovcem a koncem pásu
$T_{VU,min}$	[mm]	Vůle mezi vlnovcem a unašečem
v	[m/s]	Rychlost dopravního pásu
v_0	[m/s]	Počáteční rychlost dopravovaného materiálu
V_g	[cm ³]	Geometrický objem hydromotoru
$W_{K,I}$	[mm ³]	Modul pružnosti v krutu hnací hřídele v průřezu I
$W_{K,II}$	[mm ³]	Modul pružnosti v krutu hnací hřídele v průřezu II
$W_{o,I}$	[mm ³]	Modul pružnosti v ohybu v průřezu I
$W_{o,II}$	[mm ³]	Modul pružnosti v ohybu v průřezu II
$W_{oR,II}$	[mm ³]	Modul pružnosti v ohybu rámu v průřezu II
x_1	[mm]	Rozměr hřídele hnacího bubnu
x_2	[mm]	Rozměr hřídele hnacího bubnu
x_3	[mm]	Rozměr hřídele hnacího bubnu
x_4	[mm]	Rozměr hřídele hnacího bubnu
x_5	[mm]	Rozměr rámu dopravníku
x_6	[mm]	Rozměr rámu dopravníku
x_7	[mm]	Rozměr rámu dopravníku
x_8	[mm]	Rozměr rámu dopravníku
x_9	[mm]	Rozměr rámu dopravníku
Z	[N]	Napínací síla
α	[°]	Úhel mezi pásem navijáku a rovinnou zemí
γ	[kg/m ³]	Sypná hmotnost dřevní štěrky



δ_D	[°]	Dynamický sypný úhel dřevní štěpky
Δp	[MPa]	Maximální tlak od hydrogenerátoru traktoru
η_I	[-]	Účinnost poháněcího motoru
η_M	[-]	Mechanická účinnost hydromotoru
η_T	[-]	Celková účinnost hydromotoru
η_V	[-]	Objemová účinnost hydromotoru
θ	[°]	Pracovní sklon dopravníku
λ	[-]	Štíhlostní poměr
μ_b	[-]	Součinitel tření mezi pásem a ocelovým bubnem
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
σ_d	[MPa]	Napětí v tlaku závitů matice
$\sigma_{D,d}$	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku závitů matice
$\sigma_{D,t}$	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku závitové tyče
$\sigma_{o,I}$	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu I
$\sigma_{o,II}$	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu II
$\sigma_{oR,II}$	[MPa]	Napětí v ohybu rámu v průřezu II
$\sigma_{red,I}$	[MPa]	Redukované napětí hnací hřídele v průřezu I
$\sigma_{red,II}$	[MPa]	Redukované napětí hnací hřídele v průřezu II
σ_t	[MPa]	Napětí v tlaku na závitovou tyč
$\tau_{K,I}$	[MPa]	Smykové napětí hnací hřídele v průřezu I
$\tau_{K,II}$	[MPa]	Smykové napětí hnací hřídele v průřezu II
φ	[-]	Součinitel plnění kapsy unašeče
ϕd_1	[mm]	Průměr hřídele
ϕd_2	[mm]	Průměr hřídele
φ_o	[-]	Úhel opásání poháněcího bubnu



Seznam příloh

Příloha č.1 Konstrukční návrh pásového dopravníku

Příloha č.2 Princip skládání/rozkládání dopravníku

Výkresová dokumentace

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	2-UADI-1/00	VÝKRES SESTAVENÍ	1/1
PŘEVOZNÍ POZICE PD	4-UADI-2/00	VÝKRES SESTAVENÍ	1/1
HORNÍ RÁM	3-UADI-1/02	VÝKRES SVAŘENCE	1/3
HORNÍ RÁM	3-UADI-1/02	SEZNAM POLOŽEK 1	2/3
HORNÍ RÁM	3-UADI-1/02	SEZNAM POLOŽEK 2	3/3
HŘÍDEL HNACÍ BUBEN	4-UADI-1/05	VÝKRES SOUČÁSTI	1/1
ÚCHYT LOŽISKA	4-UADI-1/01/08	VÝKRES SOUČÁSTI	1/1

CD

Bakalářská práce ve formátu PDF.

Výkresová dokumentace.

Dne 26. 5. 2017 zpracoval Karel Milichovský.